This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

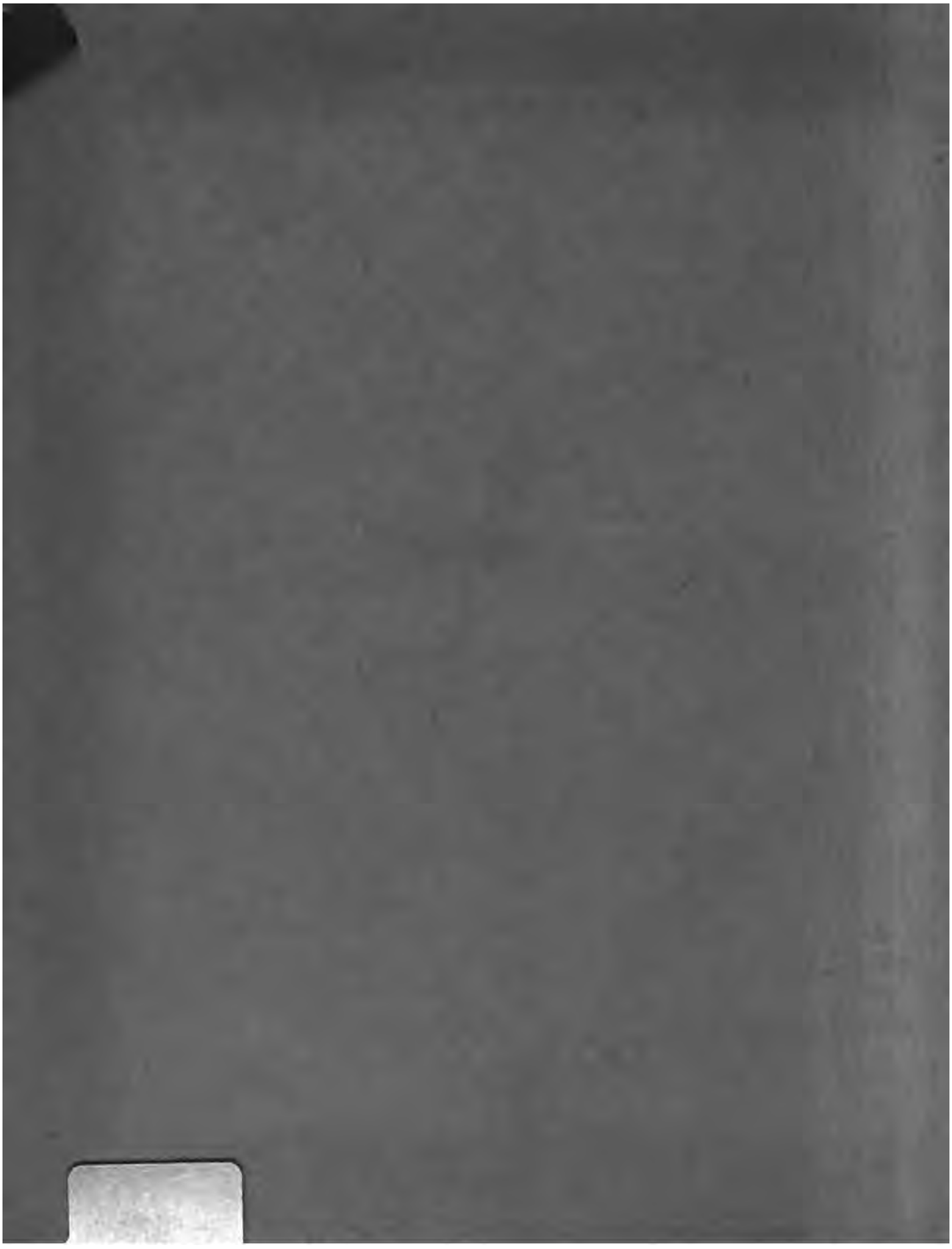
+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

NYPL RESEARCH LIBRARIES
3 3433 06275533 9



VDA
CIVIL INGENIEUR

Der Civilingenieur.

Neue Folge. Achter Band.

Der

Civilingenieur.

Zeitschrift für das Ingenieurwesen.

Unter besonderer Mitwirkung von

Dr. Julius Weisbach,
K. S. Bergrath, Prof. a. d. Bergakademie zu Freiberg, Mitglied d. K. Russ. Akademie der Wiss. zu St. Petersburg.

Dr. Gustav Zeuner,
Professor am eidgenössischen Polytechnicum zu Zürich.

V. Tauberth,
Betriebsoberinspector an der K. S.-Böhmischen Staatseisenbahn zu Dresden.

A. Hallbauer,
Directionsrath bei den K. S. westlichen Staatseisenbahnen zu Leipzig.

und

F. Nowotny,
Obermaschinenmeister bei den K. S. westlichen Staatseisenbahnen zu Leipzig.

herausgegeben

von

K. R. Bornemann,
Kunstmeister zu Freiberg.

Neue Folge. Achter Band.

Mit 31 in den Text eingedruckten Holzschnitten, 32 lithographirten Tafeln Abbildungen und einem Literatur- und Notizblatte.

Freiberg,

Buchhandlung J. G. Engelhardt.
(Bernhard Thierbach.)

1862.

84774

THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY
774
ASTOR, LENOX AND TILDEN FOUNDATIONS
1897

THE ASTOR LIBRARY
NY

Inhaltsverzeichniß des achten Bandes.

I. Sachregister.

(Die Zahlen zeigen die Seitenzahlen an; m. A. bedeutet mit Abbildungen auf den lithographirten Tafeln; m. H. mit eingedruckten Holzschnitten.)

Arithmometer von Thomas (m. A.) 181
Ausfluß des Dampfes, Versuche über den (m. A.) 101
Bandagen der Eisenbahnwagenräder, über Abnutzung der . 277
Bremsvorrichtung, selbstthätige (m. A.) 333
Brücken mit geraden Trägern, Einfluß bewegter Lasten auf den Widerstand der (m. H.) 375
Brücken nach Neville'schem System 447
Brückenträger, Theorie der continuirlichen (m. A.) 135
Calorische Maschinen, Versuche über Ericsson's (m. A.) . . 77
Calorische Maschinen von Laubroy-Schwarzkopf, Theorie . . 285
Dampfbremse für Fördermaschinen (m. A.) 446
Dampferzeuger für überhitzten Dampf (m. A.) . . . 38 297
Dampfpumpen mit Schieber (m. A.) 503
Dynamometer mit Registrirapparat von Moison, Nourry und Matter (m. A.) 357
Eisenbahnschienen, die Fabrikation der (m. A.) 207
Eisenbahnwagenaxen, Sicherheit der — auf den Sächs. Westlichen Staatseisenbahnen (m. H.) 233
Eisenbahnwagenbrems von Molinos und Pronnier (m A.) . 307
Desgleichen von Dietz (m. A.) 311
Festigkeit, allgem. Theorie der zusammengesetzen — mit Anwendungen (m. H.) 411 459
Funkenapparat für Locomotiven (m. A.) 229
Gasmaschinen von Lenoir, Versuche über die (m. A.) . . . 85
Gebirgslocomotive nach Beugniot's System (m. A.) . . . 15
Gebläse mit trocknem Dampf und heißer Luft (m. A.) . . . 345
Hängebrücke von Mirabel, Einsturz der 507
Heber, Anwendung des —, als Mittel um auf leichte Weise ohne Betriebskosten Wasser in die verschiedenen Stockwerke der Häuser zu bekommen. (m. A.) 327
Konotomograph von Seestern-Pauly (m. A.) 251
Locomotivheizung nach Belpaire's System (m. A.) . . . 113
Prinzip des kleinsten Widerstandes und Gewölbtheorie von Dr. H. Scheffler 223
Rechenmaschine von Thomas (m. A.) 181
Riemenvorgelege, Geschwindigkeitsverlust 323
Schieberpumpen für Dampfschiffe [m. A.] 503
Schneidemühlen, über Construction und Betrieb der [m. A.] 39
Schwungräder, über die Construction der [m. A.] 55
Stoß, isolirter Luft- und Wasserstrahlen [m. H.] 1
Ueberhitzte Dämpfe, Erzeugung und Anwendung der [m. A.] . 297
Universalkegelschnittzeichner von Meyn [m. A.] 247
Desgleichen von Seestern-Pauly [m. A.] 251
Ventilatoren, Versuche über [m. A.] 255
Verbrennung, Einfluß der Stärke des Zuges auf die . . . 347
Walzwerke zur Herstellung keilförmiger Eisenstücke [m. A.] . 497
Wasserbau, Verbindung der Zwingen mit den Pfählen unter Wasser (m. A.) 319
Wasserhebevorrichtung nach Gensoul's Prinzip, welche durch Condensation von Wasserdämpfen wirksam wird [m. A.] . 505
Weichensignalscheibe, verbesserte [m. A.] 99
Zirkel zum Zeichnen von Ellipsen, Hyperbeln und Parabeln von Meyn [m. A.] 247
Desgleichen von Seestern-Pauly [m. A.] 251

Vergleichende Versuche über den Stoß isolirter Luft- und Wasserstrahlen,

ausgeführt im Sommer 1856

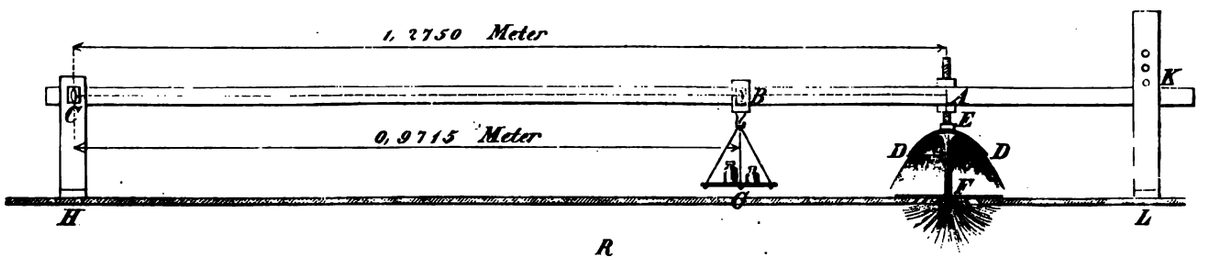
von

Bergrath Prof. Dr. Julius Weisbach.

1) Die von Herrn Ebert im Heft 5, Band VII, dieser Zeitschrift behandelten Versuche über den Stoß isolirter Wasserstrahlen sind als Ergänzungen von anderen Versuchen über den Stoß isolirter Luft- und Wasserstrahlen anzusehen, welche ich im Jahre 1856 an demselben Apparate angestellt habe, welcher zu den in Heft 1, Band V des Civilingenieur behandelten Versuchen über den Ausfluß der Luft unter hohem Drucke gedient hat. Auch ist dies derselbe Apparat, woran die Versuche über die Steighöhe springender Wasserstrahlen (s. die Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 5, 1861) ausgeführt worden sind.

Die Ergebnisse der letzteren Stoßversuche bilden den Gegenstand der vorliegenden Abhandlung. Wie schon an anderem Orte angegeben worden ist, bestand bei diesen Versuchen der Ausflußapparat in einem Dampfkessel von $1\frac{1}{4}$ Meter Weite und 5 Meter Länge, welcher mit einem nöthigenfalls als Feuerspritze dienenden Druckwerk in Verbindung stand, wodurch er sowohl mit Wasser als auch mit comprimirter Luft angefüllt werden konnte. Auf der oberen Seite dieses Kessels war eine Oeffnung angebracht, woran sich verschiedene Mundstücke für den Ausfluß anschrauben ließen, welche bei Eröffnung einen senkrecht aufsteigenden Luft- oder Wasserstrahl gaben. Die Spannung oder der Druck der eingeschlossenen Flüssigkeit wurde an einem Quecksilberpiezometer abgelesen, welches in das Innere des Kessels einmündete; ebenso gab ein Quecksilberthermometer, dessen Kugel in's Innere des Kessels hineinreichte, die Temperatur dieser Flüssigkeit an. An einem im Schatten aufgehangenen Barometer ließ sich endlich auch noch der äußere Luftdruck u. s. w. beobachten.

2) Zum Messen der Stoßkraft des Flüssigkeitsstrahles wurde ein einarmiger Hebel A B C, Fig. 1, angewendet,



R

welcher über der oberen Seite H L der Kesselwand hinlief, und mittelst einer schneidigen Are C auf einer mit der Kesselwand fest verbundenen Stütze C H aufruhte. Die Stoßplatte D E D war so mit der Hebelwaage verbunden, daß ihre Are mit der Are des aus der Mündung F aufsteigenden Wasserstrahles F E zusammenfiel. Das freie Ende des Hebels ging durch eine, ebenfalls auf der Kesselwand befestigte, Gabel K L, und ein durch die letztere hindurchgesteckter Bolzen K diente dazu, den Hebel so lange in horizontaler Lage zu erhalten, als das Moment der Stoßkraft größer war, als das Moment des Gewichtes G auf der in B angehangenen Waagschale sammt dem des unbelasteten Waagbalkens.

Die Versuche wurden auf folgende Weise ausgeführt.

Nachdem man das Reservoir R mit Wasser oder comprimirter Luft angefüllt hatte, wurde so viel Gewicht auf die Waagschale gelegt, als die Stoßkraft des aus der geöffneten Mündung F aufsteigenden Flüssigkeitsstrahles noch im Stande war, zu heben, folglich bis das freie Hebelende an den Bolzen K anlag. Da nun während des Ausströmens der Druck der Flüssigkeit im Reservoir R immer mehr und mehr abnahm, so wurde natürlich auch die Stoßkraft des Flüssigkeitsstrahles allmälig kleiner, und es mußte folglich ein Augenblick eintreten, wo das Moment dieser Kraft dem Moment des belasteten Hebels gleich war. Der Zustand dieses Gleichgewichtes mußte aber durch das gleich darauf erfolgende Niedersinken des Hebels angezeigt werden, und es kam daher nur darauf an, in diesem Augenblicke dem am Piezometer stehenden Beobachter ein Zeichen zum Ablesen des Piezometers zu geben. Mittelst dieser Druckhöhe und der Größe F der Ausflußöffnung ließ sich natürlich die theoretische Stoßkraft der ausströmenden Flüssigkeit berechnen, und da durch das Gewicht G auf der Waagschale u. s. w. auch die effective Stoßkraft der Flüssigkeit angegeben wurde, so konnte man folglich auch eine Vergleichung zwischen diesen beiden Kraftwerthen bewerkstelligen.

3) Bei sämmtlichen Versuchen war der Hebelarm der Kraft: $CA = a = 1{,}2750$ Meter, und der der Waagschale, also auch der der Gewichte auf derselben: $CB = b = 0{,}9715$ Meter, folglich die einem Gewichte G entsprechende Größe der Stoßkraft $K = \frac{G\,b}{a} = \frac{0{,}9715}{1{,}2750}\,G = 0{,}7620\,G$.

Ferner betrug das auf den Kraftpunkt reducirte Gewicht der leeren Waage

1) bei den Versuchen über den Wasserstoß, $P_0 = 0{,}6571$ Kilogramm, dagegen

2) bei den Versuchen über den Luftstoß, $P_0 = 0{,}5725$ Kilogramm.

Hierzu kam in beiden Fällen entweder noch das Gewicht $G_0 = 0{,}0772$ Kilogramm der ebenen Stoßplatte, oder das Gewicht $G_0 = 0{,}0539$ Kilogramm der hohlen Stoßplatte. Der Durchmesser der ebenen sowie die Mündungsweite der hohlen Stoßplatte betrug 100 Millimeter; letztere war 34 Millimeter tief und hatte die Form eines Rotationshyperboloides, dessen Erzeugungslinie am äußersten Umfang um den Winkel $\delta = 134$ Grad von der Umdrehungsaxe abwich. Die effective Stoßkraft gegen die ebene Fläche ist folglich

1) bei den Wasserversuchen:

$$P_1 = P_0 + G_0 + K = 0{,}7343 + 0{,}7620\,G \text{ Kilogramm},$$

2) bei den Luftversuchen:

$$P_1 = 0{,}6497 + 0{,}7620\,G \text{ Kilogramm},$$

ferner gegen die hohle Fläche:

1) bei dem Wasserstoß:

$$P_1 = 0{,}7110 + 0{,}7620\,G \text{ Kilogramm},$$

und 2) bei dem Luftstoß:

$$P_1 = 0{,}6264 + 0{,}7620\,G \text{ Kilogramm}.$$

4) Wenn man von allen Widerständen, sowie von der Contraction der Wasserstrahlen absieht, läßt sich die theoretische Stoßkraft eines isolirten Flüssigkeitsstrahles beim winkelrechten Aufschlagen auf eine ebene Fläche:

$$P = 2\,F\,h\,\gamma$$

setzen, wobei F den Querschnitt der Ausflußmündung, h den die Pressung der noch eingeschlossenen Flüssigkeit messenden Piezometerstand und γ die Dichtigkeit der Piezometerfüllung bezeichnet. Da bei den Versuchen letztere in Quecksilber bestand, so ist

$$\gamma = 13600 \text{ Kilogramm}$$

zu setzen. Trifft dagegen der Flüssigkeitsstrahl in der geometrischen Axe auf eine Rotationsfläche auf, welche seine Bewegungsrichtung um den Winkel δ ablenkt, so ist die theoretische Stoßkraft in der Richtung der gedachten Axe:

$$P = 2\,(1 - \cos\delta)\,F\,h\,\gamma.$$

Bezeichnet α den Contractionscoefficienten und φ den Geschwindigkeitscoefficienten, so ist der Querschnitt des Flüssigkeitsstrahles: $F_1 = \alpha F$ und die Geschwindigkeitshöhe desselben: $h_1 = \varphi^2 h$, folglich

$$P = 2\,(1 - \cos\delta)\,F_1\,h_1\,\gamma = 2\,\alpha\,\varphi^2\,(1 - \cos\delta)\,F\,h\,\gamma$$

zu setzen.

Noch ist $\alpha\,\varphi = \mu$, der sogenannte Ausflußcoefficient, daher hat man auch

$$P = 2\,\varphi\,\mu\,(1 - \cos\delta)\,F\,h\,\gamma.$$

Bei dem Ausströmen durch eine Kreismündung in der dünnen Wand ist φ nahe $= 1$ und bei dem Ausfluß durch eine kurze Röhre mit cylindrischer Ausmündung, $\alpha = 1$ und daher $\varphi = \mu$.

Während ohne Rücksicht auf Nebenhinderniße und Contraction das Kraftverhältniß $\psi = \frac{P_1}{P} = \frac{P_1}{2\,(1 - \cos\delta)\,F\,h\,\gamma}$ zu setzen ist, kann man folglich bei Berücksichtigung dieser Umstände

1) für den Ausfluß durch eine Kreismündung in der dünnen Wand:

$$\psi_1 = \frac{P_1}{P} = \frac{P_1}{2\,\mu\,(1 - \cos\delta)\,F\,h\,\gamma}, \text{ und}$$

2) für den durch eine kurze Röhre mit cylindrischer Ausmündung:

$$\psi_1 = \frac{P_1}{P} = \frac{P_1}{2\,\mu^2\,(1 - \cos\delta)\,F\,h\,\gamma} \text{ setzen.}$$

5) Ist c die Geschwindigkeit und γ_1 die Dichtigkeit der Flüssigkeit, von welcher die Fläche F gestoßen wird, so hat man eigentlich

$$P = 2\,(1 - \cos\delta)\,\alpha\,F\,\frac{c^2}{2\,g}\,\gamma_1$$

zu setzen; nun ist aber beim Ausflusse des Wassers:

$c = \varphi \sqrt{\frac{2gh\gamma}{\gamma_1}}$, oder $\frac{c^2}{2g}\gamma_1 = \varphi^2 h\gamma$, daher behalten obige Formeln beim Stoß des Wassers ihre unbedingte Richtigkeit; anders ist es aber bei dem Stoße der Luft. Hier ist

$$\frac{c^2}{2g}\gamma_1 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} p_1$$

$$= \frac{10}{7}\left(1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{0,7}\right)\left(\frac{p}{p_1}\right)^{0,3} p_1$$

zu setzen, wenn p den äußeren und p_1 den inneren Luftdruck pro Flächeneinheit bezeichnet (S. den oben citirten Aufsatz (Seite 5) im Band V dieser Zeitschrift oder meine Ingenieur- und Maschinenmechanik, Band I, Seite 821.)

Bezeichnet b den äußeren Barometer- und h den Piezometerstand der im Reservoir eingeschlossenen Luft, so hat man auch

$$\frac{p_1}{p} = \frac{b+h}{b} = 1 + \frac{h}{b},$$

und fügt man noch den Geschwindigkeitscoefficienten φ hinzu, so folgt

$$\frac{c^2}{2g}\gamma_1 = \frac{10}{7}\varphi^2\left(1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,7}\right)\left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,3}(b+h)\gamma,$$

und daher die Stoßkraft eines Luftstrahles:

$$P = 2(1 - \cos\delta)\frac{10}{7}\varphi^2\left(1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,7}\right)\left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,3} \alpha F (b+h)\gamma$$

$$= \frac{20}{7}\mu\varphi\,(1 - \cos\delta)\left(1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,7}\right)\left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,3} F (b+h)\gamma,$$

$$= \frac{10}{7}\left(1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,7}\right)\left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,3}\cdot\frac{b+h}{h}\cdot 2\varphi\mu\,(1 - \cos\delta)\,F h\gamma, \text{ d. i.}$$

$$\text{Luftstoß} = \frac{10}{7}\left(1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,7}\right)\left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,3}\cdot\frac{b+h}{h} \text{ mal Wasserstoß.}$$

Der Faktor $\chi = \frac{10}{7}\left(1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,7}\right)\left(\frac{b}{b+h}\right)^{0,3}\cdot\frac{b+h}{h}$

$= \frac{10}{7}\left(\left[\frac{b+h}{b}\right]^{0,7} - 1\right)\frac{b}{h}$ fällt nur für sehr kleine Piezometerstände nahe $= 1$ aus, wird aber immer kleiner und kleiner, je größer der Piezometerstand oder die Pressung der eingeschlossenen Luft ist. Dieses Verhältniß wird auch durch die folgenden Versuche bestätigt.

A. Versuche über den Stoß isolirter Wasserstrahlen.

I. Ausfluß des Wassers durch eine Kreismündung in der dünnen Wand von 1,010 Centimeter Durchmesser und dem Querschnitt F = 0,8012 Quadratcentimeter.

1) Winkelrechter Stoß gegen die ebene Stoßfläche.

Bei Berechnung dieser Versuche ist die effective Stoßkraft aus dem aufgelegten Gewichte mittelst der Formel $P_1 = 0{,}7343 + 0{,}7620\,G$, und die theoretische Stoßkraft mittelst der Formel

$P = 2Fh\gamma = 2 \cdot 0{,}00008012 \cdot 13600\,h = 2{,}1793\,h$ Kilogr.

zu bestimmen, sowie der mittlere Ausflußcoefficient $\mu = 0{,}6318$ zu setzen.

Folgende Tabelle enthält die Resultate der Versuche und die Ergebnisse ihrer Berechnung.

Tabelle I.

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Theoretische Stoßkraft		Kraftverhältniß	
			$P = 2Fh\gamma$	$\mu P = 0{,}6318\,P$	$\psi = \frac{P_1}{P}$	$\psi_1 = \frac{P_1}{\mu P}$
0,80	1,3439	1,023	2,2295	1,4086	0,6023	0,9541
0,50	1,1153	0,850	1,8524	1,1704	0,6021	0,9525
0,30	0,9629	0,738	1,6083	1,0162	0,5987	0,9476
0,00	0,7343	0,5485	1,1954	0,7552	0,6143	0,9723
				Mittelwerthe	0,6043	0,9567

Die Versuche bei den kleinen Druckhöhen geben nach Herrn Eberts Berechnungen im Mittel $\psi_1 = 0{,}9277$.

2) Axenstoß gegen die hohle Stoßfläche, für welche $\delta = 134^0$, folglich $1 - \cos\delta = 1 + \cos 46^0 = 1{,}69465$ ist.

Bei folgender Berechnung dieser Versuche waren die Formeln:

$P_1 = 0{,}7110 + 0{,}7620\,G$ Kilogramm und

$P = 2(1 - \cos\delta)Fh\gamma = 1{,}69465 \cdot 2{,}1793\,h$

$= 3{,}6932\,h$ Kilogr.

in Anwendung zu bringen.

Tabelle II.

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Theoretische Stoßkraft $P=2(1-\cos\delta)Fh\gamma$	Theoretische Stoßkraft $\mu P = 0{,}6318\,P$	Kraftverhältniß $\psi=\frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1=\frac{P_1}{\mu P}$
1,5	1,8540	0,9760	3,6045	2,2774	0,5144	0,8141
1,0	1,4730	0,7760	2,8659	1,8107	0,5140	0,8135
0,75	1,2818	0,6736	2,4877	1,5717	0,5153	0,8155
0,50	1,0920	0,5652	2,0874	1,3188	0,5232	0,8280
0,25	0,9015	0,4640	1,7136	1,0827	0,5261	0,8327
0,00	0,7110	0,3648	1,3473	0,8512	0,5277	0,8353
				Mittelwerthe	0,5201	0,8232

Der von der Einheit sehr abweichende Werth $\psi_1=0{,}8232$ weist nach, daß die Stoßkraft in Folge der Reibung des Wassers an der hohlen Fläche bedeutend herabgezogen wird.

II. Ausfluß des Wassers durch eine Kreismündung in der dünnen Wand, von Durchmesser
$d = 1{,}408$ Centimeter, und dem Querschnitte
$F = 1{,}5570$ Quadratcentimeter.

1) Winkelrechter Stoß gegen die ebene Stoßfläche.

Bei Berechnung dieser Versuche war zu setzen:

$P_1 = 0{,}7343 + 0{,}7620\,G$ Kilogramm

$P = 2\,.\,0{,}0001557\,.\,13600\,h = 4{,}235\,h$ Kilogramm

und $\mu = 0{,}6214$.

Die Ergebnisse dieser Versuche und ihrer Berechnung enthält folgende Tabelle.

Tabelle III.

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Theoretische Stoßkraft $P=2Fh\gamma$	Theoretische Stoßkraft $\mu P = 0{,}6214\,P$	Kraftverhältniß $\psi=\frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1=\frac{P_1}{\mu P}$
2,0	2,2583	0,8945	3,7882	2,3540	0,5961	0,9594
1,5	1,8773	0,7490	3,1720	1,9711	0,5918	0,9524
1,0	1,4963	0,6005	2,5431	1,5803	0,5884	0,9469
0,5	1,1153	0,4560	1,9311	1,2000	0,5775	0,9294
0,0	0,7343	0,3035	1,2853	0,7987	0,5713	0,9194
				Mittelwerthe:	0,5850	0,9415

2) Arenstoß gegen die hohle Stoßfläche.

Hier ist $P_1 = 0{,}7110 + 0{,}7620\,G$ Kilogr., und

$P = 2\,(1 - \cos\delta)\,F\,h\,\gamma$

$= 1{,}69465\,.\,4{,}235\,h = 7{,}1768\,h$ Kilogramm.

Folgendes sind die Resultate der hiernach berechneten Versuche.

Tabelle IV.

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Theoretische Stoßkraft $P=2(1-\cos\delta)Fh\gamma$	Theoretische Stoßkraft $\mu P = 0{,}6214\,P$	Kraftverhältniß $\psi=\frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1=\frac{P_1}{\mu P}$
4,0	3,759	0,9460	6,7892	4,2188	0,5537	0,8910
3,0	2,997	0,7636	5,4803	3,4054	0,5469	0,8801
2,5	2,616	0,6629	4,7575	2,9563	0,5499	0,8849
2,0	2,235	0,5673	4,0714	2,5299	0,5490	0,8834
1,5	1,854	0,4727	3,3925	2,1081	0,5465	0,8795
1,0	1,473	0,3780	2,7128	1,6858	0,5430	0,8738
0,5	1,092	0,2840	2,0382	1,2665	0,5358	0,8622
0,0	0,711	0,1820	1,3062	0,8117	0,5443	0,8760
				Mittelwerthe:	0,5461	0,8789

III. Ausfluß des Wassers durch ein kurzes conoidisches Mundstück mit cylindrischer Ausmündung vom Mündungsdurchmesser $d = 1{,}002$ Centimeter, und dem Mündungsquerschnitt $F = 0{,}7885$ Quadratcentimeter. Der Ausflußcoefficient dieses Mundstückes ist $\mu = \varphi = 0{,}9868$, folglich dessen Quadrat $\mu^2 = 0{,}9738$.

Die Ergebnisse der Versuche über den Stoß, welchen der durch dieses Mundstück ohne Contraction ausströmende Wasserstrahl beim winkelrechten Aufschlagen auf eine ebene Fläche ausübt, enthält folgende Tabelle.

Hierbei ist $P_1 = 0{,}7343 + 0{,}7620\ G$ Kilogramm gesetzt worden und $P = 2 \cdot 0{,}00007885 \cdot 13600\ h = 2{,}1447\ h$ Kilogramm.

Tabelle V.

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Theoretische Stoßkraft $P = 2Fh\gamma$	Theoretische Stoßkraft $\mu^2 P = 0{,}9738\,P$	Kraftverhältniß $\psi = \frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1 = \frac{P_1}{\mu^2 P}$
1,00	1,4963	0,7615	1,6632	1,5904	0,9162	0,9408
0,75	1,3058	0,6654	1,4271	1,3897	0,9150	0,9396
0,50	1,1153	0,5660	1,2139	1,1821	0,9188	0,9436
0,25	0,9248	0,4705	1,0091	0,9827	0,9165	0,9411
0,00	0,7343	0,3745	0,8032	0,7820	0,9142	0,9388
				Mittelwerthe:	0,9154	0,9498

Die Versuche bei kleinen Ausflußgeschwindigkeiten geben nach Herrn Ebert's Berechnungen (s. Tabelle I, in dem citirten Aufsatze) im Mittel: $\psi_1 = 0{,}92023$.

B. Versuche über den Stoß isolirter Luftstrahlen.

I. Ausströmen der Luft durch die Kreismündung in der dünnen Wand von 1,010 Centimeter Durchmesser und dem Querschnitt $F = 0{,}8012$ Quadratcentimeter.

1) Winkelrechter Stoß gegen die ebene Stoßfläche.

Für diese Versuche ist

$P_1 = 0{,}6497 + 0{,}7620$ Kilogramm,

$P = 2Fh\gamma = 2 \cdot 0{,}00008012 \cdot 13600\ h = 2{,}1793\ h$ Kilogramm

und $\chi P = 2F\frac{c^2}{2g}\gamma_1 = \frac{10}{7}\frac{b}{h}\left(\left[\frac{b+h}{b}\right]^{0{,}7} - 1\right) \cdot 2Fh\gamma.$

Der Barometerstand war während der Versuche $b = 0{,}7316$ Meter, und die Temperatur der comprimirten Luft betrug $= 14{,}5$ Grad.

Die Ergebnisse der Versuche und die ihrer Berechnung enthält folgende Tabelle.

Tabelle VI.

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Reductionscoefficient χ	Theoretische Stoßkraft $P = 2Fh\gamma$	Theoretische Stoßkraft $\chi P = \chi \cdot 2Fh\gamma$	Kraftverhältniß $\psi = \frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1 = \frac{P_1}{\chi P}$
0,75	1,2212	0,9335	0,8713	2,0344	1,7725	0,6003	0,6890
0,50	1,0307	0,7855	0,8864	1,7119	1,5174	0,6021	0,6793
0,25	0,8402	0,6435	0,9020	1,4024	1,2650	0,5990	0,6642
0,00	0,6497	0,4900	0,9208	1,0679	0,9833	0,6084	0,6607
					Mittelwerthe:	0,6024	0,6733

Jedenfalls soll ψ dem Ausflußcoefficienten der Luft bei Anwendung der alten Wasser-, sowie ψ_1 dem bei Anwendung der neuen Wärmeformel nahe gleichkommen. Die gefundenen Mittelwerthe $\psi = 0{,}6024$ und $\psi_1 = 0{,}6779$ stimmen zwar mit den Ergebnissen der Ausströmungsversuche auch ganz gut überein, jedoch weichen die verschiedenen Werthe von ψ weit weniger von einander ab, als die von ψ_1, wo mit der Abnahme der Druckhöhe auch eine allmälige Abnahme der Werthe von ψ_1 verbunden ist. Man könnte hiernach auf die Vermuthung kommen, daß sich die alte Wasserformel mehr an die Erfahrung anschließe, als die neue Luftformel. In der That hat aus den Ergebnissen der

Luftausströmung, welche im Jahre 1844 in der Maschinenbauwerkstatt des Herrn Pecqueur in Paris angestellt wurden, der berühmte Academiker Herr General Poncelet gefolgert, daß die Anwendung der Wasserformel auch beim Ausflusse der Luft zulässig sei. Meine Versuche über das Ausströmen und über den Stoß der Luft bestätigen dies für Ausflußmündungen in der dünnen Wand, ganz anders ist es aber beim Ausflusse durch conische, conoidische und innen abgerundete cylindrische Mundstücke, wo der Luftstrahl mit wenig oder ganz ohne Contraction ausströmt. Hier führen sowohl die Ausströmungs- als auch die Stoßversuche bei Zugrundelegung der Ausflußformel für Wasser auf eine so große Verschiedenheit in den Ausflußcoefficienten ($\mu = 0{,}652$ bis $0{,}952$), daß dieselbe nicht einmal als der rohe Ausdruck eines Naturgesetzes angesehen werden kann. Diese Verschiedenheit wird dagegen 5 bis 6 Mal kleiner, wenn man dieselben Versuche nach der besonderen Ausflußformel für Luft (s. oben unter 5) berechnet. Da es nun viel wahrscheinlicher ist, daß beim Ausfluß durch Mündungen in der dünnen Wand die Contraction der Luftstrahlen veränderlich sei, als daß beim Ausfluß durch kurze cylindrische Mundstücke mit innerer Abrundung die effective Ausflußmenge von dem theoretischen Ausflußquantum bedeutend abweiche, so möchte dadurch die Annahme der letzteren Formel vollkommen gerechtfertigt sein. Hierzu kommt nun noch, daß sich bei den fast nur von der Contraction abhängigen Ausflußcoefficienten für kurze cylindrische Ansatzröhren ohne Abrundung die Veränderlichkeit dergestalt wiederholt, daß sich hier wie beim Wasser diese Coefficienten mittels der bekannten Formel

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2}}$$

aus den entsprechenden Werthen des Contractionscoefficienten α berechnen lassen.

2) Axenstoß gegen die hohle Stoßfläche.

Hier ist $P_1 = 0{,}6264 + 0{,}7620\ G$ Kilogr., ferner

$P = 2(1 - \cos\delta) F h \gamma = 3{,}6932\ h$ Kilogr.

$$\chi = \frac{10}{7}\frac{b}{h}\left(\left[\frac{b+h}{b}\right]^{0{,}7} - 1\right), \text{ und}$$

$b = 0{,}7316$ Meter.

Die Ergebnisse der Versuche und ihrer Berechnung enthält folgende Tabelle.

Tabelle VII

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Coefficient χ	Theoretische Stoßkraft		Kraftverhältniß	
				$P = (1 - \cos\delta)\, 2 F h \gamma$	χP	$\psi = \frac{P_1}{P}$	$\psi_1 = \frac{P_1}{\chi P}$
1,00	1,3884	0,6960	0,8962	2,5705	2,3036	0,5401	0,6027
0,75	1,1979	0,5895	0,9083	2,1771	1,9774	0,5502	0,6058
0,50	1,0074	0,4880	0,9211	1,8023	1,6601	0,5590	0,6068
0,25	0,8169	0,3960	0,9335	1,4625	1,3652	0,5586	0,5984
0,00	0,6264	0,3025	0,9480	1,1172	1,0591	0,5607	0,5914
					Mittelwerthe:	0,5537	0,6011

Diesen Versuchen zu Folge ist bei gleichem Piezometerstande der Luftstoß gegen die hohle Fläche nahe 6 Procent größer als der Wasserstoß.

II. Ausfluß der Luft durch eine Kreismündung in der dünnen Wand, vom Durchmesser

$d = 1{,}408$ Centimeter und dem Querschnitt

$F = 1{,}5570$ Quadratcentimeter.

1) Winkelrechter Stoß gegen die ebene Stoßplatte.

Für diese Versuche ist

$P_1 = 0{,}6497 + 0{,}7620\ G$ Kilogramm,

$P = 2 F h \gamma = 4{,}235\ h$ Kilogramm,

$$\chi = \frac{10}{7}\frac{b}{h}\left(\left[\frac{b+h}{b}\right]^{0{,}7} - 1\right) . 2 F h \gamma, \text{ und}$$

$b = 0{,}7316$ Meter.

Folgende Ergebnisse sind durch diese Versuche erlangt worden.

Tabelle VIII.

Aufgehobenes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Coefficient χ	Theoretische Stoßkraft $P = 2Fh\gamma$	Theoretische Stoßkraft χP	Kraftverhältniß $\psi = \frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1 = \frac{P_1}{\chi P}$
2,0	2,1787	0,9045	0,8742	3,8305	3,3488	0,5675	0,6491
1,5	1,7927	0,7195	0,8934	3,0471	2,7225	0,5883	0,6585
1,0	1,4117	0,5680	0,9110	2,4055	2,1913	0,5869	0,6442
0,5	1,0307	0,4085	0,9326	1,7300	1,6133	0,5958	0,6389
0,0	0,6497	0,2550	0,9541	1,0799	1,0304	0,6016	0,6305
					Mittelwerthe:	0,5880	0,6442

Die hier gefundenen Werthe von ψ und ψ_1 sind etwas kleiner als die in Tabelle VI für schwächere Luftstrahlen.

2) Arenstoß gegen die hohle Fläche.

Hier ist $P_1 = 0{,}6264 + 0{,}7620$ Kilogr.,

$P = (1 - \cos\delta) \cdot 2Fh\gamma = (1 + \cos 46^0) \cdot 4{,}235\,h$
$= 7{,}1768\,h$ Kilogr.

während b und χ unverändert bleiben.

Die Resultate dieser Versuche sind folgende.

Tabelle IX.

Aufgehobenes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Reducirter Piezometerstand h Meter	Reductionscoefficient χ	Theoretische Stoßkraft $P = (1-\cos\delta)2Fh\gamma$	Theoretische Stoßkraft χP	Kraftverhältniß $\psi = \frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1 = \frac{P_1}{\chi P}$
2,0	2,1504	0,5405	0,9144	3,8791	3,5471	0,5544	0,6062
1,5	1,7694	0,4455	0,9267	3,1973	2,9628	0,5534	0,5972
1,0	1,3884	0,3490	0,9410	2,5030	2,3552	0,5547	0,5895
0,5	1,0074	0,2540	0,9546	1,8229	1,7402	0,5526	0,5789
0,0	0,6264	0,1500	0,9720	1,0765	1,0463	0,5818	0,5987
					Mittelwerthe:	0,5594	0,5941

Auch diese Versuche weisen nach, daß die nach der Wasserformel berechneten Stoßversuche für den Ausfluß durch eine Mündung in der dünnen Wand immer ziemlich constante Ausflußcoefficienten geben, daß dagegen dieser Coefficient mit dem Drucke etwas abnimmt, wenn man bei der Berechnung die besondere Ausflußformel für Luft in Anwendung bringt.

III. Ausfluß der Luft durch ein kurzes conoidisches Mundstück mit cylindrischer Ausmündung vom Mündungsdurchmesser $d = 1{,}002$ Centimeter und dem Mündungsquerschnitt $F = 0{,}7885$ Quadratcentimeter.

Stoß winkelrecht gegen eine ebene Platte.

Hier ist $P_1 = 0{,}6497 + 0{,}7620\,G$ Kilogramm, und
$P = 2Fh\gamma = 2{,}1447\,h$ Kilogramm.

Folgende Resultate sind bei diesem Versuche gefunden worden.

Tabelle X.

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand h Meter	Reductionscoefficient χ	Theoretische Stoßkraft $P = 2Fh\gamma$	Theoretische Stoßkraft χP	Kraftverhältniß $\psi = \frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1 = \frac{P_1}{\chi P}$
1,00	1,4117	0,9160	0,8731	1,9646	1,7152	0,7186	0,8230
0,75	1,2212	0,7725	0,8878	1,6568	1,4709	0,7371	0,8308
0,50	1,0307	0,6305	0,9036	1,3523	1,2219	0,7622	0,8435
0,25	0,8402	0,4935	0,9204	1,0578	0,9736	0,7943	0,8630
0,00	0,6497	0,3715	0,9369	0,7968	0,7464	0,8154	0,8704
					Mittelwerthe:	0,7655	0,8461

Setzt man den Geschwindigkeitscoefficienten $\varphi = \mu = 0{,}95$, so erhält man die effective Stoßkraft

$$\varphi^2 \chi P = 0{,}9025\ \chi P_1$$

und den mittleren Werth des Stoßcoefficienten

$$\psi_2 = \frac{P_1}{\varphi^2 \chi P} = \frac{0{,}8461}{0{,}9025} = 0{,}9540,$$

welcher dem gefundenen Mittelwerthe

$$\psi_1 = \frac{P_1}{\mu^2 P} = 0{,}9397$$

bei demselben Mundstück für den Wasserstoß sehr nahe kommt.

IV. Ausfluß der Luft durch eine kurze cylindrische Ansatzröhre von der Länge $l = 5$ Centimeter und der Weite $d = 1{,}012$ Centimeter, folglich vom Mündungsquerschnitt $F = 0{,}8044$ Quadratcentimeter.

Stoß winkelrecht gegen eine ebene Platte.

Es bleibt hier

$P_1 = 0{,}6497 + 0{,}7620\ G$ Kilogramm, dagegen i

$P = 2\,F\,h\,\gamma = 2\,.\,0{,}00008044\,.\,13600\,.\,h = 2{,}\ 30\,h$ Kilogramme.

Folgende Tabelle enthält die Ergebnisse dieser Versuche.

Tabelle XI.

Aufgelegtes Gewicht G Kilogr.	Effective Stoßkraft P_1 Kilogr.	Corrigirter Piezometerstand	Reductionscoefficient χ	Theoretische Stoßkraft $P = 2\,F\,h\,\gamma$	Theoretische Stoßkraft χP	Kraftverhältniß $\psi = \frac{P_1}{P}$	Kraftverhältniß $\psi_1 = \frac{P_1}{\chi P}$
0,50	1,0307	0,8335	0,8812	1,8237	1,6071	0,5652	0,6413
0,25	0,8402	0,6725	0,8987	1,4714	1,3224	0,5710	0,6353
0,00	0,6497	0,5030	0,9192	1,1006	1,0117	0,5905	0,6422
					Mittelwerthe:	0,5756	0,6396

Setzt man den mittleren Geschwindigkeitscoefficient für den Ausfluß der Luft durch eine kurze cylindrische Ansatzröhre ohne Abrundung $\varphi = \mu = 0{,}80$, so erhält man den Mittelwerth $\psi_2 = \frac{P_1}{\varphi^2 \chi P} = \frac{0{,}6396}{0{,}64}$ nahe $= 1$, welcher der Theorie vollkommen entspricht.

Ueber eine von André Köchlin u. Comp. zu Mülhausen ausgeführte Gebirgslocomotive nach Beugniot's System.

Von

Leblen, kais. französ. Bergingenieur.

(Hierzu Taf. 1 und 2.)

Seit Vollendung der großen Eisenbahnlinien in Frankreich, welche gewissermaaßen die Arterien dieses Netzes darstellen, ist der Bau der Eisenbahnen in ein neues Stadium getreten, indem nicht nur Linien zweiten Ranges in Angriff genommen worden sind, auf denen starke Steigungen und Curven vorkommen, sondern auch die Ueberschreitung der Grenzen des Kaiserthums schärfer in's Auge gefaßt worden ist, so daß in längerer oder kürzerer Zeit Eisenbahnen über die Alpen und Pyrenäen führen werden.

In andern Ländern, wie in Oesterreich, der Schweiz und Italien sind die Schwierigkeiten, auf welche wir jetzt bei der Herstellung von Eisenbahnverbindungen mit unsern Nachbarn stoßen, bereits bei der Ausführung solcher Communicationswege im eigenen Lande zu überwinden gewesen und daher ist die Frage des Transportes von Reisenden und Gütern auf Eisenbahnen von schwieriger Tr[illegible] schon gründlich studirt worden. Dabei hat man [illegible] den besten oder am wenigsten unvollkommenen Motor stets die Locomotive erkannt und die Ueberschreitung des Sömmering hat die auch auf der Hauenstein-Passage angewendete Engerth'sche Locomotive, die schiefe Ebene zwischen Ponte-Decimo und Busalla in der Linie Turin-Genua die piemontesische Zwillings-

Maschine hervorgerufen. Ein anderer Gebirgsübergang, derjenige der Appenninen zwischen Bologna und Pistoja, für welchen das Programm verlangte, daß die Maschine bei schlechtem Wetter 100 bis 110, bei günstiger Witterung 150 Tonnen über eine 23½ Kilometer lange, 1 : 40 steigende Rampe mit Curven von 300 Meter Radius in 2 Stunden bei Güterzügen und in 1½ Stunde bei gemischten Zügen hinüber zu schaffen im Stande sein, dabei aber noch nicht das Maximum ihrer Leistung erreicht haben und auf keiner Axe mit mehr als 12 Tonnen belastet sein sollte, wurde Veranlassung zur Entwerfung der Beugniot'schen Gebirgslocomotive, welche der Gegenstand dieses Artikels ist.

Es fragt sich zunächst, ob das obige Programm die Erfindung eines neuen Systems nöthig gemacht habe? Daß eine gewöhnliche Maschine mit 6 gekuppelten Rädern und 36 Tonnen Adhäsionsgewicht nicht dazu genügen konnte, ist allerdings einleuchtend, da sie unter Annahme eines Adhäsionscoefficienten = ⅛ blos 4500 Kilogramme Zugkraft (incl. des Gewichtes der Maschine) zu entwickeln im Stande sein würde, während die Kraft zur Ersteigung einer schiefen Ebene von 25 Millimetern pro Meter Steigung bei einem 150 Tonnen schweren Zuge 5 Kilogramme pro Tonne Bruttogewicht des Zuges und 1 Kilogramm pro Tonne und Millimeter Steigung, also (excl. Maschine) zusammen 4500 Kilogramme beträgt. Es war aber zu prüfen, ob nicht eines der bereits anderwärts angewendeten Systeme den Bedingungen genügen könnte.

Auf der Turin-Genua'er Eisenbahn wendet man für die schiefe Ebene zwischen Ponte-Decimo und Busalla zwei zusammengekuppelte gewöhnliche vierrädrige, mit den Feuerbüchsen gegeneinander gestellte und ihren Vorrath an Steinkohlen und Wasser tragende Locomotiven an. *) Der enge Radstand dieser Maschinen (2,44 Meter) macht diese Combination sehr beweglich und geeignet zur Durchlaufung scharfer Curven, auch genügt ein Maschinist mit zwei Gehülfen, um sie so sicher als eine einzige Maschine zu handhaben, was diesem System einen großen Vorzug vor der Verwendung zweier unabhängigen Maschinen nach der gewöhnlichen Methode einräumt. Etwaige Reparaturen betreffen immer nur die eine Maschine, während die andere in Dienst bleibt, und da die Axen nur paarweise verbunden sind, so sind solche gekuppelte Maschinen weniger zerstörend für die Bahn, als eine einzige Maschine mit 8 gekuppelten Rädern. Aber neben diesen Vortheilen sind an den piemontesischen Zwillingslocomotiven auch mehrere Mängel hervorzuheben, die allerdings mehr in der Construction, als im System begründet sind. So ist die Heizfläche nicht der disponibeln Adhäsionskraft proportional, so daß sehr stark geheizt werden muß, um die volle Kraft zu erzielen, was mit einer ungünstigeren Ausnutzung des Brennmaterials und häufigen Reparaturen verbunden ist; außerdem verursacht die übergroße Belastung der Axen eine starke Abnutzung der Schienen und Bandagen. Wie Couche dargethan hat, wären diese Fehler leicht zu vermeiden gewesen, wenn das Gewicht jeder Maschine auf 3 Axen, deren äußerster Abstand nur 2,5 Meter betragen hätte, vertheilt worden wäre, und hierdurch wäre zugleich Gelegenheit geboten gewesen, die Heizfläche zu vergrößern und mit dem Gewicht in Uebereinstimmung zu bringen.

Herr Beugniot ist auch der Ansicht, daß ein solcher Motor den Bedingungen des Programmes entsprochen haben würde, hat jedoch gegen dieses System einzuwenden, daß zwei Maschinen stets mehr Brennmaterial verbrauchen würden, als eine einzige Maschine mit derselben Heizfläche. Dies ist nun freilich eine durch die Erfahrung nicht genügend bestätigte Hypothese, namentlich fehlt der Beweis für den Fall, wo es sich um den Ersatz zweier Maschinen à 100 Quadratmeter Heizfläche durch eine einzige Maschine à 200 Quadratmeter Heizfläche handelt; wahrscheinlich war also für Herrn Beugniot auch der Reiz, etwas Neues zu schaffen, maaßgebend.

Eine andere Lösung des gestellten Programmes war in den Engerth'schen Locomotiven gegeben, welche seit 8 bis 10 Jahren auf verschiedenen Bahnen unter verschiedenen Verhältnissen mit mehr oder weniger günstigem Erfolge angewendet werden. Da sie ursprünglich für die Ueberschreitung des Sömmering construirt wurden, so sollten sie Biegsamkeit mit großer Zugkraft verbinden, und die von drei gekuppelten Axen getragene Maschine war daher auf eine feste Weise mit dem Tender gekuppelt, welcher dessenungeachtet in transversaler Richtung sich unabhängig verschieben konnte. Der Letztere trug mittelst zwei oder drei Axen, wovon die vorderste vor der Feuerbüchse lag, einen Theil des Gewichtes der Maschine und seine Axen erhielten durch Zahnradkuppelung die Bewegung der Räder der Maschine mitgetheilt, so daß das gesammte Gewicht für die Zugkraft nutzbar gemacht wurde. Letztere Einrichtung wurde nun zwar bald wieder als unpraktisch aufgegeben, so daß die Engerth'sche Locomotive in eine gewöhnliche Maschine mit 6 gekuppelten Rädern überging, deren Feuerbüchse wegen ihrer Stellung zwischen den Axen des Tenders sehr groß war und lange Rauchröhren zuließ. In dieser Form besaß sie eine bedeutende Heizfläche und ein beträchtliches, nutzbar gemachtes Gewicht, da ein Theil des Wasser- und Brennmaterialvorrathes vom Tender auf die Maschine abgeladen wurde, auch gestattete sie wegen des geringen Abstandes der äußersten Axen die Durchfahrung starker Curven. Indessen war das Verhältniß zwischen der Heizfläche und dem Adhäsionsgewicht von der Art, daß diese Maschine nur als

*) Siehe Civilingenieur, Bd. V, S. 95. Literatur- und Notizblatt zu Bd. VI, S. 5. D. Red.

eine Locomotive für mittlere Geschwindigkeiten, nicht als eine Güterzugmaschine angesehen werden konnte.

Die Engerth'sche Locomotive hat später noch weit beträchtlichere Umgestaltungen erfahren. Die Tracirung der französischen Nord- und Ostbahn gestattete einen weiteren Radstand und bedingte nicht eine so große Biegsamkeit. Man nahm die Vorderaxe des Tenders weg und legte dafür eine andere Axe unter die Maschine, so daß sie von acht gekuppelten Rädern, deren äußerste Axen 3,95 Meter auseinanderstanden, getragen wurde. Es blieb nun zwar eine sehr starke Locomotive übrig, aber man hatte auch alle ursprünglich beabsichtigten Vortheile geopfert, so daß auch die französische Engerth'sche Maschine für die Linie Bologna-Pistoja nicht anwendbar war.

Tendermaschinen mit sechs gekuppelten Rädern, wie sie auf preußischen und andern Bahnen angewendet werden, haben meist überlastete Axen (bis zu 16 Tonnen), was kaum bei einem sehr gut ausgeführten und unterhaltenen Bahngeleise, geschweige denn bei einer solchen Gebirgsbahn zulässig ist; diese Belastung war überdies durch das Programm ausgeschlossen.

Vielleicht war es jedoch möglich, eine Tendermaschine mit acht gekuppelten Rädern zu construiren, welche Gelenksamkeit genug besaß, um Curven von 300 Metern Radius durchlaufen zu können; es wurde daher ein solches Project auf das Sorgfältigste studirt, wobei man jedoch auf so hohe und zwar unegale Belastungen der Axen kam, daß es gefährlich wurde. Ja, es wäre sogar möglich gewesen, noch eine fünfte Axe hinzuzufügen, wenn deshalb nicht die Feuerbüchse hätte eingezogen werden müssen, und doch kam es vor allem darauf an, eine große directe Heizfläche zu behalten. Daher konnte auch von dem System der Tendermaschine kein Gebrauch gemacht werden.

Die von Ed. Beugniot entworfene und von André Köchlin und Comp. ausgeführte Gebirgslocomotive ähnelt im Allgemeinen der Engerth'schen Maschine französischer Construction und wird wie diese von acht gekuppelten Rädern, welche die Feuerbüchse überhängen lassen, getragen, während die vorderste der drei Tenderaxen einen Theil des Gewichtes der Letzteren aufnimmt. Dagegen ist hier der Tender nicht fest mit der Maschine verbunden, sondern blos mittelst einer eigenthümlichen Kuppelung angehangen. Ihre Gelenksamkeit verdankt diese Locomotive einem neuen Organe, welches eine Seitenverschiebung der Axen gestattet. Es ist nicht der Zweck dieses Aufsatzes, die Beugniot'sche Locomotive im Detail zu beschreiben, doch werden im Nachstehenden die hauptsächlichsten Theile und die neuen Constructionen erläutert und ihre Dimensionen angegeben werden.*)

*) Eine specielle Beschreibung mit 8 großen Tafeln bringt das Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, 1860, August bis December. D. Red.

Tafel 1 giebt einen Längendurchschnitt der Maschine sammt Tender und einen Grundriß bei abgehoben gedachtem Kessel.

Der Kessel bietet eine Heizfläche von 173 Quadratmetern, wovon 9,4 auf die Feuerbüchse und 163,6 Quadratmeter auf 222 Rauchröhren von 53 Millimeter Weite und 4,8 Meter Länge vertheilt sind. Der cylindrische Theil des Kessels besitzt 1,468 Meter Durchmesser und ist von Meter zu Meter durch starke Ringe von Winkeleisen versteift, welche beim Vernieten die genaue cylindrische Form des Kessels gesichert haben. Gewiß könnte dieser Kessel trotz seiner geringen Blechstärke von 13 Millimetern, welche nach dem Dampfkesselregulativ blos eine Spannung von 7 Atmosphären zuläßt, eine viel höhere Spannung aushalten und würde ihm besser Widerstand leisten, als andere stärkere, aber minder gut construirte Kessel. Diese Verbesserung heben wir deshalb besonders hervor, da hohe Spannungen heutzutage allgemein als nützlich erkannt sind, ihre Anwendung aber oft deshalb unterbleibt, weil ihre Vortheile bei der gewöhnlichen Construction der Kessel häufig durch vermehrten Unterhaltungsaufwand aufgewogen werden. Außer der erwähnten Armirung sind bei diesem Kessel auch mehr Spannstangen und Stehbolzen angewendet. Der cylindrische Körper des Kessels ruht frei auf seinen Trägern; die Rauchbüchse und die Feuerbüchse sind auf dem äußeren Rahmwerk befestigt, dessen Ende sich mittelst der hintern Traverse auf den Tender stützt.

Es ist ein doppeltes Gestell vorhanden, wovon jedes seinen besonderen Zweck hat. Das äußere Gestell bildet einen die ganze Maschine einschließenden, rectangulären Rahmen, der hinten mit einer Traverse zum Anspannen versehen ist. Wir erwähnen diese, an sich nichts Besonderes bietende, Einrichtung nur, weil sie bei den achträdrigen Engerth'schen Maschinen fehlt und dies mancherlei Unbequemlichkeiten verursacht hat, wenn man an solche Maschinen einen gewöhnlichen Tender hat anhängen wollen. Die einzige Abweichung, welche der äußere Rahmen der neuen Locomotive zeigt, besteht darin, daß die Längsbalken in der Höhe der Cylinder haben eingebogen werden müssen, um die zur Aufstellung der Letzteren erforderliche Breite zu erzielen; zum Ersatz für die dadurch herbeigeführte Schwächung sind Armaturen von Winkeleisen angebracht. Das äußere Gestell trägt nur den vierten bis dritten Theil der Maschine, die übrige Last ruht mittelst des inneren Gestellrahmens auf den Axen. Letzterer ist beweglich und aus mehreren Stücken zusammengesetzt, so daß er eigentlich nicht als Gestell bezeichnet werden kann. Derselbe verdient eine speciellere Beschreibung.

Die vier Axen, welche 1,3 Meter auseinanderliegen und 1,2 Meter hohe Räder tragen, zerfallen in ein vorderes und hinteres Paar mit gleichen und von einander un-

abhängigen Maschinentheilen. Jedes Paar nimmt einen der Träger des Kessels auf und es ist die Beschreibung eines Paares genügend (Fig. 1 und 2, Taf. 1, und Fig. 2 und 6, Taf. 2). Die beiden Aren haben je 4 Arschenkel, zwei innere und zwei äußere, und sind durch zwei starke Schmiedeeisenstücke, die Balanciers B, B, auf welche sich der Kessel mittelst kugelförmiger Zapfen P, P in Pfannen stützt, verbunden. Die Enden der Balanciers umfassen die Aren in Arbüchsen G G, welche das Gewicht auf die inneren Arschenkel vermittelst der Federn RR übertragen, die ihrerseits wieder mittelst eines kleinen Balanciers b b aufgehangen sind. Aus dieser Zusammenstellung geht hervor, daß bei jedem Arenpaare die transversalen Bewegungen für die beiden parallel bleibenden Aren gemeinsam erfolgen. Diese Bewegungen werden durch das Spiel begrenzt, welches die äußeren Arbüchsen in den Gabeln gestatten, nämlich 20 Millimeter nach jeder Seite. Wenn die Maschine in eine Curve einfährt, so verschiebt der Druck der äußeren Schiene gegen den Radreif des ersten Rades die Are um eine gewisse Größe, welche sofort durch den Balancier auf die zweite Are im umgekehrten Sinne übertragen wird; beim weiteren Fortschreiten findet ein Druck der äußeren Schiene auf das Rad der vierten Are statt, wodurch auch die dritte Are mit verschoben wird; und es befinden sich demnach die vier äußeren Räder in verschiedenen Verticalebenen. Die Berührungspunkte der Räder bestimmen die Ecken eines verschiebbaren Polygons, welches stets zwischen das Schienengeleis eingeschrieben und der Bedingung unterworfen ist, daß die Ecken paarweise auf parallelen und gleich weit von einander entfernten Aren liegen müssen. Sei A M (Figur 8, Taf. 2) die äußere Schiene der betreffenden Curve, a, b, c, d die Stellung der vier Aren, so wird, weil die beiden Aren a, b von dem anderen Arenpaare c, d unabhängig sind, die kleinste Curve durchlaufen werden, wenn die Verschiebung jedes Paares die größte (40 Millimeter) ist; wäre nun m i = 40 Millimeter, also m n = 60 Millimeter, so ergiebt sich der Radius aus der halben Distanz a m = 1,95 Meter und dem Sinus versus m n = 0,06 Meter zu R = 32 Metern. Dann würde aber der Centriwinkel α oder der Winkel der Richtung des äußersten Rades mit der Schiene $3^1/_2{}^0$ betragen und es würde Schleifen der Radreife eintreten, überhaupt werden die übrigen Theile der Maschine eine so starke Verschiebung nicht zulassen. Es darf auch nicht übersehen werden, daß beim Einfahren in eine Curve die beiden Räder der Aren b und c nicht in derselben Ebene liegen, wodurch m n verkleinert und R vergrößert wird. Die Maschine ist übrigens auch nur zum Durchfahren von Curven mit 100 Metern Radius bestimmt, für welche der Winkel α $1^0\ 3^1/_2{}'$ mißt und die Größen m n = 21, m i = .14 Millimeter betragen. Letztere Verschiebung kann bis zu 21 Millimetern wachsen beim Passiren aus einer Curve in eine Contrecurve, vielleicht auch noch stärker werden in Folge der momentanen Einwirkungen der Schienen auf ein Arenpaar; jedenfalls ist genügender Spielraum vorhanden, um ohne alle Schwierigkeiten Curven von 100 Metern Radius zu durchfahren.

Die Maschine ist auf 16 Federn aufgehangen, wovon 8 äußerlich, 8 innerlich liegen. Die äußeren Federn tragen, wie erwähnt, beim normalen Gange $^1/_3$ oder $^1/_4$ der Last, sind aber für eine viel stärkere Belastung berechnet und haben eine solche auch beim Durchfahren von starken Krümmungen oder beim Einlenken aus einer Curve in eine Contrecurve aufzunehmen, wo die äußere Schiene erhöht ist und der Schwerpunkt plötzlich verschoben wird. Die inneren Federn sind paarweise durch kleine Balanciers mit Gelenken verbunden, wie es außerhalb Frankreichs häufig zu sehen ist, was in zweckmäßiger Weise die aus den longitudinalen Schwankungen hervorgehenden momentanen Belastungen auf zwei Aren vertheilt.

Auch der übrige Mechanismus ist so eingerichtet, daß eine Seitenverschiebung der Aren möglich ist, wie jetzt zu beschreiben ist. Hierbei mußte wegen der großen Weite der Dampfcylinder (54 Centimeter Durchmesser und 56 Centimeter Hub) ganz von der gewöhnlichen Construction abgewichen werden, da der Platz fehlte, um diese großen Cylinder innerhalb des Gestelles unterzubringen, dieselben aber auch nicht äußerlich angebracht werden konnten, weil dann die Maschine eine zu große Breite erhalten hätte. Sie erhielten also eine mittlere Lage, was nur vor dem vordersten Räderpaare möglich war. Die Cylinder stehen mit den Aren 1,556 Meter auseinander, liegen also beiderseits über den Schienen, wodurch es unmöglich wurde, die Triebaren direct durch die Kurbel- und Schubstange zu bewegen. Diese Uebertragung ist durch zwei von einer Traverse an der Kolbenstange ausgehende Lenkerstangen bewirkt, wovon die innere C_1 an der gekröpften Are, die äußere C an einer am Ende symmetrisch aufgesteckten Kurbel anfaßt. Die Köpfe dieser Lenkerstangen sind so construirt, daß sie die von der Verschiebung der Are herrührende schiefe Stellung einnehmen können; die Zapfen D (Fig. 2, Taf. 1, und Fig. 2 und 3, Taf. 2) sind nämlich kugelförmig abgedreht und liegen auch in solchen Schalen. Ebenso haben die Warzen der Kuppelstangen Kugelzapfen.

Auf die Kuppelungskurbeln der Triebare sind die Excenter der Schieberstangen aufgesteckt; auf den Kurbeln der hinteren Aren sitzen Excenter, welche die Speisepumpen betreiben, so daß alle Bewegungsorgane außen liegen, vom Maschinisten beobachtet und im Gange geschmiert werden können. Es war dies um so nöthiger, da bei den arbeitenden schiefen Kräften Klemmungen zu fürchten waren, aus welchem Grunde auch die Vorrichtungen zum Schmieren sehr ausführlich behandelt sind.

Die Lage der Triebare gegen die Cylinder gestattete keine directe Uebertragung auf den Steuermechanismus. Die nach der entgegengesetzten Seite von den Cylindern gehenden Excenterstangen übertragen die Bewegung vermittelst einer Reihe von Hebeln (Fig. 4 und 5, Taf. 2) auf die Schieberstange, aber auch diese Theile liegen äußerlich und unter den Augen des Maschinisten. Die Eintrittscanäle des Cylinders sind 45, die Austrittscanäle 80 Millimeter hoch und 340 Millimeter lang. Das äußere Ueberdecken des Schiebers beträgt 29 Millimeter nach der einen, 32 Millim. nach der anderen Seite und das innere Ueberdecken 10 Millimeter. Der Voreilungswinkel ist zu 30°, der Halbmesser des Excenters zu 57,5 Millimeter bestimmt worden.

Aus diesen Elementen ergiebt sich die Vertheilung des Dampfes für die verschiedenen Stellungen des Hebels. Der größte Schieberhub beträgt 115, der kleinste (todter Punkt) 73 Millimeter. Die Maschine ist für 103 Millimeter Hub oder $^2/_3$ Dampffüllung normirt. Nachstehendes Täfelchen zeigt für diesen Expansionsgrad die den verschiedenen Kolbenbewegungen beim Vorwärtsgange (Columne V) und beim Rückwärtsgange (Columne R) entsprechenden Phasen der Vertheilung.

	V Millimeter	R Millimeter
Lineares Voreilen beim Eintritt . .	1,75	1,75
Dampfzutritt auf einen Theil des Kolbenhubes von	370	375
Expansion während eines Theiles des Kolbenhubes von	175	145
Voreilen beim Austritt während eines Theiles des Kolbenhubes von . .	15	40
Summe gleich dem Kolbenhube	560	560
Lineares Voreilen beim Austritt . .	21,75	18,75
Austritt während eines Theiles des Hubes von	470	455
Compression während eines Theiles des Hubes von	90	105
Summe gleich dem Kolbenhube	560	560

Die größte Oeffnung der Canäle beträgt 23,5 Millimeter. Wenn der Steuerhebel auf dem ersten Zahne des Vorwärtsganges steht, so beträgt der Schieberhub 78 Millimeter und der Dampfzutritt erfolgt während 102, die Compression während 254 Millimetern des Hubes; Letztere, welche während des verfrühten Austrittes fortfährt, genügt zum Bremsen und zur Verminderung der Geschwindigkeit auf längeren abfallenden Strecken. Es ist dies etwas Aehnliches, wie der Vorgang bei der Stellung des Hebels auf den ersten Zahn des Rückwärtsganges bei gewöhnlichen Maschinen, nur daß dann der Contredampf thätig wird. In beiden Fällen wird nicht nur eine Verzögerung erzielt, sondern es ist damit auch der Vortheil verbunden, daß die Cylinder immer von Dampf feucht bleiben, was sehr zu ihrer Conservirung beiträgt. Ist der Hebel für den Vorwärtsgang gestellt, so findet fast kein Ansaugen von Luft statt, folglich können auch nicht Cokesstückchen aus der Rauchbüchse in den Cylinder gerissen werden und somit ist diese Zerstörungsursache beseitigt.

Die Methode, auf welche die Maschine mit dem Tender verbunden ist, gewährt nicht nur einen Vortheil bezüglich des Durchfahrens starker Curven, sondern auch eine Entlastung der Maschine durch die Vorderaxe des Tenders, welche einen Theil des Gewichtes der Feuerbüchse trägt. Diese vorderste Axe hat vier Arschenkel (Taf. 1), wie die Axen der Maschine, wovon die äußeren den auf sie fallenden Theil des Gewichtes des Tenders (etwa 3500 bis 3800 Kilogramme) tragen. Die inneren Axschenkel liegen zwischen besonderen Führungsplatten und ihre Axbüchsen tragen dreiblätterige Federn F mit 20 Millimetern Durchbiegung pro Tonne. Jede Feder stützt sich gegen eine Führung von besonderer Einrichtung, welche in verticalem Sinne den Bewegungen der Feder folgt. Diese Führungen sind mit Muttergewinde versehen und nehmen starke Schrauben mit halbkugeligem Kopfe auf, welche in einer bronzenen Pfanne K stehen. Die beiden, oben ebenabgerichteten Pfannen treten unter die Traverse des Hintertheiles der Maschine und übertragen, wenn die Schrauben angezogen werden, einen Theil des Gewichtes der Maschine durch die Federn auf die Vorderaxe des Tenders. Dieses Gewicht ist nicht bedeutend, es schwankt beim Ruhezustande und normalen Gange von 1500 bis 2000 Kilogrammen und bewirkt also keine bemerkenswerthe Entlastung der Maschine, aber durch diese Einrichtung wird die Stabilität der Maschine sehr erhöht und ihr Gang wird sanfter, indem die Oscillationen des überhängenden Gewichtes vermindert werden. Dieser Effect wird sehr bemerkbar, wenn man beim Gange die Schrauben so weit herniederschraubt, daß sie die Traverse nicht mehr berühren; die Bewegungen der Maschine werden dann selbst bei schwachen Geschwindigkeiten sehr auffallend. Diese Einrichtung ist also sehr vortheilhaft, und trägt viel zur Instandhaltung der Bahn bei. Die Vorderaxe des Tenders, welche im Normalzustande mit 5000 bis 5800 Kilogrammen belastet ist, kann momentan eine Mehrbelastung mit 6 Tonnen erfahren, ohne daß sie deshalb auf die Schienen einen nachtheiligeren Einfluß ausübt, als die Axen der Maschine, und da sie diese Mehrlast direct erhält, so wird dadurch die Function der beiden hinteren Axen nicht gestört.

Um den schiefen Zug und Druck zu vermeiden, der in Folge der geringen Länge der Kuppelung in den Curven gewöhnlich bemerkbar wird, ist hier folgende Einrichtung getroffen worden. Zwei lange Zugstangen HH sind einerseits in den Punkten M, M am äußeren Rahmen der Maschine festgeschraubt, andererseits mit Charnieren an den Enden eines Balanciers N befestigt, welcher in der Mitte von einer Gabel erfaßt und mit der vorderen Traverse des Tenders verbunden wird, so daß der Zug durch einen festen Punkt und nicht durch eine Feder übertragen wird. Außerdem stoßen zwei schmiedeeiserne Puffer, welche nur 80 Centimeter von einander abstehen, mit den Enden ihrer Stangen gegen eine Stoßfeder Q, welche auf der anderen Seite der vorderen Traverse des Tenders mittelst einer Schraubenhülse befestigt ist. Stehen diese Puffer an den blechernen Puffern der Locomotive an, so fehlen noch 40 Millimeter, ehe sich die Zugstangen an die beiden Enden des Balanciers anstecken lassen, und diese Anfangsspannung der Feder muß die Solidarität der Maschine und des Tenders herbeiführen. Um beide zusammenzuhängen, schiebt man die eine der Zugstangen ein, indem man den Balancier um die erforderliche Länge, also ca. 80 Millimeter, auf die eine Seite biegt, zieht dann den Brems fest an und giebt Rückwärtsdampf, wobei die Maschine die Stoßfeder soviel zusammendrückt, daß die zweite Zugstange anschnäbelt. Auf dieselbe Weise wird auch abgehangen. Von der Mitte des Balanciers geht noch eine starke Sicherheitsstange aus, welche dann in Thätigkeit treten würde, wenn eine der Zugstangen zerbräche. Dieselbe hat oval ausgefeilte Löcher, welche der Feder eine Biegung um 6 Centimeter gestatten; am anderen Ende ist ein Bolzen durchgesteckt.

Diese Art von Kuppelung war unentbehrlich, wenn die Maschine volle Freiheit der Bewegung haben sollte; die Zapfen MM und die Hülse I des Balanciers sind so berechnet, daß die Linie von der Hülse I nach der Mitte J der idealen Linie, welche in einer Curve von 100 Metern Radius die beiden Befestigungspunkte verbindet, theoretisch die Kuppelung repräsentirt, d. h. daß diese beiden Punkte die Schnittpunkte der Axen des Tenders und der Maschine mit der Axe des Geleises sind.

Ueber den Tender selbst haben wir weiter Nichts zu sagen, als daß er auf 6 Rädern steht, 7500 Liter Wasser faßt und, wenn es nöthig wäre, durch Erhöhung der Wände eine Vermehrung des Fassungsraumes bis zu 9000 Litern erhalten könnte. Die Belastung der Axen beträgt

5200 Kilogramme auf der vordersten Axe incl. 1500 bis 2000 Kil. von der Maschine,
9160 „ auf der zweiten Axe und
9190 „ „ „ dritten „
23550 Kilogramme im Ganzen.

Leer wird der Tender etwa 13000 Kilogramme wiegen.

Nach vorstehender kurzen Beschreibung der neuen Locomotive wollen wir noch die hauptsächlichsten Dimensionen derselben berechnen.

Bei den Geschwindigkeiten, welche eine Gebirgslocomotive erzielen soll, variirt die Zugkraft nicht viel; sie ist auf den fallenden Strecken fast ebenso groß, als auf den steigenden, und kann im Mittel zu 5 Kilogrammen pro Tonne Bruttogewicht des Zuges geschätzt werden, wozu man noch 1 Kilogramm pro Tonne und Millimeter Neigung hinzufügen muß. Auf einer schiefen Ebene von 25 Millimetern Steigung pro Meter ist also eine Zugkraft von 30 Kilogrammen pro Tonne Bruttogewicht erforderlich.

Bezeichnet P das Bruttogewicht des Zuges incl. Tender,
p das Gewicht der Maschine (das Adhäsionsgewicht),
K den Adhäsionscoefficienten,

so hat man also die Beziehung:

$$0{,}03\,(P + p) = p\,K.$$

Nach dem Programm sollte aber das Gewicht des Zuges höchstens 160 Tonnen bei günstiger Witterung und mindestens 100 Tonnen bei schlechtem Wetter betragen; wenn also das Gewicht des Tenders 20 Tonnen beträgt, so ergeben sich für P die beiden Grenzwerthe:

$P' = 160 + 20 = 180$ Tonnen und $P'' = 120$ Tonnen.

Da eine achträderige Locomotive projectirt und das Gewicht pro Are zu höchstens 12 Tonnen normirt war, so ergab sich p höchstens $= 48$ Tonnen und daher wird ein Adhäsionscoefficient nöthig, welcher beträgt:

$$K' = \frac{0{,}03 \,.\, 228}{48} = \frac{1}{7{,}017} \text{ oder}$$

$$K'' = \frac{0{,}03 \,.\, 168}{48} = \frac{1}{9{,}524}.$$

Der Coefficient $\frac{1}{7}$ ist etwas groß; da er aber nur für günstige Fälle gebraucht wird, wo die Reibung sich sogar bis zu $\frac{1}{6}$ und $\frac{1}{5}$ erhebt, so kann er wohl zugelassen werden, wenn auch in Tunnels die Adhäsion viel geringer ist und sogar durch Sandstreuen erhöht werden muß. Demnach ist das Gewicht der Locomotive ungefähr zu 48 Tonnen normirt worden, und zwar trägt hiervon

die vorderste (die Trieb-) Axe 11800 Kilogramme,
„ zweite } Axe . . . . 23600 „
„ dritte }
„ vierte Axe . . . . . 11900 „
Summe 47300 Kilogramme.

Von diesem Gewichte beträgt $1/7$ oder 6757 Kilogramme im Normalzustande die größte Tangentialkraft im Umfange der Triebräder, und da die Geschwindigkeit zu 16 Kilometern pro Stunde oder 4,44 Metern pro Secunde fixirt war, so ergab sich als höchste Leistungsfähigkeit der Maschine

eine Arbeit von 6757 . 4,44 = 30001,08 Kilogrammmetern oder 400 Pferdekräften.

Nach Anhalten der besten neueren Locomotiven mußte für diese Maschine eine Heizfläche von 160 bis 180 Quadratmetern angenommen werden; sie hat 173 Quadratmeter Größe erhalten.

Hiervon hing auch der Durchmesser der Triebräder ab, denn die Zahl der Kolbenhübe muß groß genug sein, um einen lebhaften Zug zu erzeugen. Indem man diesen Durchmesser zu 1,2 Meter annahm, erhielt man bei 16 Kilometern Geschwindigkeit 1,18, bei 12 Kilometern blos 0,88 Kolbenhub pro Secunde, was ohne Zweifel nicht viel ist.

Die Gegengewichte der Räder sind etwas schwerer angenommen, als sie nach den Bedingungen des verticalen Gleichgewichtes zu sein brauchten, nämlich 590 Kilogramme; es sind 640 Kilogramme gleichförmig auf die vier Räder jeder Seite vertheilt.

Der Kolbenhub hing von dem Raddurchmesser ab, konnte aber wegen des knappen Platzes nicht größer als zu 56 Centimetern angenommen werden. Der Durchmesser wurde nach der Redtenbacher'schen Formel;

$$O = \frac{1}{2}\frac{V}{v} \cdot \frac{W}{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}$$

bestimmt, in welcher O den Querschnitt des Cylinders, V die Normalgeschwindigkeit der Maschine, v die Kolbengeschwindigkeit, W den totalen Zugwiderstand, r den Kurbelhalbmesser, p die Dampfspannung in Kilogrammen pro Quadratmeter, α und β die Coefficienten der das Gewicht eines Kilogrammes Dampf bei der Spannung p wiedergebenden Formel bedeuten. Diese Formel giebt den Cylinderdurchmesser zu 0,536 Meter, wofür 0,54 Meter angenommen wurde.

Sehen wir nun, in welcher Weise Herr Beuginot bei seiner Locomotive zugleich Stärke, Gelenksamkeit und Stabilität zu erreichen im Stande gewesen ist, und vergleichen wir hiermit die Ergebnisse einiger Versuche.

Die Stärke der Maschine ist, wie wir soeben sahen, abhängig von der Heizfläche und dem Adhäsion erzeugenden Gewichte. Unter Annahme eines Adhäsionscoefficienten = 1/7 kann aber unsere Maschine einen 160 Tonnen schweren Zug mit 16 Kilometern Geschwindigkeit pro Stunde auf eine schiefe Ebene von 1 : 40 hinaufziehen, würde also auf einer Steigung von 1 : 200 einen Zug von 675 Tonnen fortzuschaffen im Stande sein, was die sogleich anzuführenden Erfahrungen reichlich bestätigen.

Wenn man die Anwendung einer solchen enormen Kraft auf starke Steigungen betrachtet, so fällt es sehr in die Augen, welchen starken Einfluß ein Tender von 20 bis 22 Tonnen Gewicht ausübt, indem er auf Rampen von 25 : 1000 1/8, auf solchen von 35 : 1000 1/5 des Zuggewichtes absorbirt, und dies ist der Grund, warum man überhaupt Tendermaschinen gebaut und auch beim Entwurf der neuen Locomotiven dieses Princip in Ueberlegung zu ziehen gehabt hat. Sie haben aber den Nachtheil, daß bei einer Tendermaschine niemals eine gleiche Vertheilung des Gewichtes möglich ist; eine oder zwei Axen haben im Moment des Abganges eine beträchtliche Belastung, die immer geringer wird, je mehr Wasser und Brennmaterial aufgezehrt wird. Bei einer Fahrt von 25½ Kilometern muß fast der ganze Vorrath, d. h. 8 bis 9 Tonnen, verzehrt worden sein, und es ist einleuchtend, daß eine so bedeutende Verminderung des auf Adhäsion wirkenden Gewichtes sehr große Uebelstände nach sich ziehen müsse. Um dieselben zu vermeiden, hätten ein Paar Haltepunkte unterwegs eingerichtet werden müssen, wo neues Wasser und Brennmaterial gefaßt werden konnte, aber würden nicht dann wieder die Kosten einer solchen Einrichtung die aus der Beigabe des todten Tendergewichtes hervorgehende Vermehrung der Kosten der Zugkraft ausgeglichen haben? Uebrigens hätte man, wie bereits bemerkt, zur Vermeidung einer Ueberlastung der Axen eine fünfte Axe hinter der Feuerbüchse beifügen und dieserhalb die Letztere verkürzen müssen, wodurch ein Theil der directen Heizfläche verloren gegangen wäre.

Die Zweckmäßigkeit der Beigabe eines Tenders ist daher zwar einigermaaßen fraglich, läßt sich aber andrerseits vertheidigen. Bis jetzt haben die Tendermaschinen ziemlich ungenügende Resultate gegeben, namentlich haben sie auf der Midibahn das Gleis in kurzer Zeit ganz ruinirt. An sich kann man auch die Trennung des Motors vom Vorrathsmagazin nicht tadeln und mit Ausnahme der selteneren Fälle, wo entweder die Maschinen nur einen kurzen Weg zu machen und während desselben eine große Leistung zu entwickeln haben, oder wo es sich um den Bahnhofsdienst handelt, hat die Erfahrung nicht gerade für die Zweckmäßigkeit der Tendermaschinen gesprochen.

Die normale Spannung des Dampfes im Kessel ist von keinem eigentlichen Einflusse auf die Stärke der Maschine, es kann nur in gewissen Ausnahmsfällen, wo die Adhäsion nicht mehr im richtigen Verhältniß zu der Heizfläche steht, nützlich sein, momentan die Spannung zu erhöhen. Dies läßt sich durch die Construction des Kessels ohne Gefahr erreichen, wenn auch die Spannung auf sieben Atmosphären normirt ist. Hohe Spannungen sind zwar, wie oben bereits erwähnt, vortheilhaft, aber sie sind auch bedenklich, wenn der Feuerraum, wie in unserem Falle, von großen ebenen Wänden umgeben ist, weil dann die Unterhaltung kostspielig wird. Es wird sich dies im Vergleich zu Maschinen, welche unter ähnlichen Verhältnissen mit höherem Drucke arbeiten, erst genauer angeben lassen, wenn die Gebirgslocomotive längere Zeit in Gang gewesen sein wird.

Die Gelenksamkeit dieser Maschine beruht auf der Gliederung der Axen und der Ankuppelung des Tenders. Die oben gegebene theoretische Erklärung über die Fähigkeit dieser Maschine, Curven mit Radien von 100 und weniger Met. Länge zu durchlaufen, ist durch die Erfahrung vollkommen bestätigt worden. Die Maschine durchläuft die Curven mit der größten Leichtigkeit, wobei die Balanciers höchst regelmäßig in Wirksamkeit treten. Auch die Befürchtung, daß der Spielraum der Arbüchsen in den Führungen Störungen auf geraden Strecken verursachen möchte, war unnöthig, indem die Maschine auf denselben ebenso regelmäßig lief, als eine mit festen Axen, und die Arpaare sich ohne Schlangenbewegung reguliren bis zu Geschwindigkeiten von 40 Kilometern pro Stunde, auch keine Drehung um den sphärischen Zapfen des beweglichen Gestelles eintritt. Die Biegung der Theile des Letzteren beim Eintritt in Curven geschieht ohne Stöße; fährt die Maschine wieder aus der Curve heraus, so nehmen die Axen ihre normale Lage wieder an, und eben so ist es bei den verschiedenen Theilen der Tenderkuppelung.

Die Stabilität der Maschine ist eine Folge verschiedener hier aufzuführender Umstände, nämlich:

1. der gleichförmigen Vertheilung der Last auf die 4 Axen,
2. des auf den Tender übertragenen Gewichtes, wodurch die Vorderaxe des Tenders die Oscillationen der Feuerbüchse aufnehmen muß,
3. der Vertheilung der Last auf 16 Federn, welche zur Hälfte innen, zur Hälfte außen liegen,
4. der paarweisen Verbindung der inneren Federn, wodurch momentane Ueberlastungen der einen Axe sich auf zwei vertheilen,
5. der an den gekuppelten Rädern angebrachten Gegengewichte, welche die Störungen des verticalen Gleichgewichtes aufheben.

Alle diese Einrichtungen tragen wesentlich zur Stabilität bei, was man an der bemerkenswerth sanften Bewegung der Locomotive fühlt, wenn man sie namentlich mit anderen unter gleichen Umständen verwendeten Maschinen, z. B. den Engerth'schen, vergleicht.

Dagegen sind aber an Beugniot's Gebirgslocomotive auch wesentliche Mängel vorhanden, die wir nun ebenso gut hervorheben und prüfen müssen.

Erstens wirft man sogleich die Frage auf, ob es nöthig gewesen sei, eine einzige Maschine zum Fortschaffen der Züge zu verwenden, unter Umständen, wo zwei verbundene Maschinen denselben Dienst verrichtet haben würden. Hierauf kann nur eine längere Praxis antworten, jedoch halten wir es für nützlich, einige Punkte näher in's Auge zu fassen.

1. Die Maschine ist theuer und selbst eine geringfügige Reparatur kann bewirken, daß auf längere Zeit das darauf verwendete Kapital todt liegt. Indessen kann die Leistung dem Kapital proportional sein und daher fragt es sich mehr, ob ihre Leistung von der Art ist, daß sie die Anschaffung eines so kostspieligen Motors rechtfertigt. Uebrigens rührt der hohe Preis dieser Maschine hauptsächlich von der Güte der Ausführung her; alle Elemente sind besonders sorgfältig ausgeführt, alle Materialien von bester Qualität genommen, die Radbandagen und die gekröpfte Triebaxe sind von Gußstahl u. s. w. Bei so vorzüglicher Ausführung müssen die Unterhaltungskosten entsprechend geringer ausfallen, daher kann man die durch solche Reparaturen veranlaßten Stillstände nicht als eine schlechte Verwendung des Capitals bezeichnen.

2. Einheit der Führung läßt sich auch bei zwei mit den Feuerbüchsen zusammengehangenen und von einem einzigen Maschinisten dirigirten Maschinen erzielen, daher sind die Vortheile einer einzigen Maschine bezüglich des Brennmaterialverbrauches und der erzielten Leistung gering. Indessen ist es wohl unmöglich von zwei, wenn auch von demselben Maschinisten geführten, Maschinen einen ganz gleichen Gang zu erzielen; sie werden sich immer etwas widerstreben, was den Effect schwächen wird, und überdies ist die Sicherheit jedenfalls größer, wenn der Maschinist blos einen Regulator und Steuerhebel zu dirigiren hat, als zwei.

3. Eine achträdrige Locomotive kann die Schienengleise mehr angreifen, als zwei getrennte Maschinen, weil diese 8 Räder nicht mathematisch genau denselben Durchmesser haben können, also gleiten werden. Indessen ist dieser Einwurf, der bei Maschinen mit festen Axen höchst wichtig ist, weniger wichtig bei verschiebbaren Axen, denn das Gleiten wird eine gewisse Verschiebung bewirken und jedes Rad auf dem conischen Radreife von selbst die der Geschwindigkeit am besten entsprechende Stellung annehmen. Uebrigens nutzen sich gußstählerne Bandagen nicht so stark ab und die Durchmesser werden um so länger unter einander gleich bleiben, da die Belastung der Axen eine gleichförmige und die Maschine sehr stabil ist.

In der allgemeinen Disposition zeigt unsere Locomotive keine weitere Besonderheit, als die Stellung der Cylinder mit doppelter Uebertragung, und die transversale Verschiebung der Axen. Die doppelte Uebertragung der Kolbenbewegung ist deshalb getadelt worden, weil sie die Unterbringung der Gleitschienen zwischen der vordersten Traverse und den Cylindern mit sich bringt, so daß sie bei einem heftigen Stoße zerstört werden können. Darauf ist freilich zu erwidern, daß die Maschinen nicht für Zusammenstöße gebaut werden, und daß eine solche Möglichkeit nicht eine sonst nützliche Einrichtung aufzugeben Ursache werden darf. Uebrigens finden die meisten Stöße auf Bahnhöfen und Kreuzungen statt, in der Art, daß sich die Maschinen seitweise stoßen, und für solche Fälle könnte man die Traverse durch Armirungen schützen, auch würden die Gleitschienen, welche

ganz unabhängig von den Längsträgern sind, durch eine Verbiegung der Letzteren nicht verletzt werden.

Der Spielraum der Axen oder eigentlich der Axbüchsen in ihren Führungen ist beträchtlich genug, um sich zu fragen, ob dadurch nicht eine sehr rasche Abnutzung der davon betroffenen, so verschiedenen Kräften und unregelmäßigen Bewegungen unterworfenen Maschinentheile herbeigeführt werden könne. Hierauf scheint die Erfahrung zu antworten, indem sich bei Maschinen, welche vermöge ihrer Construction oder der Tracirung der Bahn ein gewisses Axenspiel bedürfen, durch die Abnutzung von selbst ein derartiger Spielraum herstellt, ohne daß die hauptsächlichsten Maschinentheile darunter leiden. Um nur ein Beispiel anzuführen, erwähne ich, daß bei den Güterzugmaschinen der Zweigbahn von Dijon nach Belfort mit 6 gekuppelten Rädern die äußersten Axen nach einigen Monaten des Gebrauches von selbst eine seitliche Verschiebung von 10 Millimetern in den Axbüchsen angenommen haben. Es erscheint daher naturgemäßer, daß man einen solchen Spielraum von Anfang an giebt, und es wird daraus keine Befürchtung bedenklicher Benachtheiligungen der Bewegungsübertragung abzuleiten sein. Die Gesellschaft der Paris-Lyoner Eisenbahn hat deshalb auch einige der Maschinen, welche den speciellen Dienst der Neufchateler Linie versorgen, in dieser Weise durch das Haus André Köchlin und Comp. abändern lassen; die Axschenkel haben 20 Millimeter Spielraum in den Axbüchsen erhalten und die Letzteren sind durch Balanciers verbunden worden, in ähnlicher Weise, als bei der beschriebenen Locomotive.

Von dieser Locomotive sind zur Prüfung der Theorie von dem genannten Maschinenbauer zwei Modellmaschinen, die Rampe und die Courbe angefertigt worden, mit denen eine größere Menge von Versuchen angestellt und längere Zeit der regelmäßige Dienst versorgt worden ist, um zuverlässiges Anhalten zu gewinnen. *) Die Probefahrten auf der Schweizerischen Centralbahn haben nicht lange genug gedauert, um die Einwirkung der neuen Locomotive auf das Geleis erkennen zu können, jedoch würde sie wahrscheinlich in diesen drei Wochen des regelmäßigen Dienstes auf einer Bahn, deren Spurweite um 11 Millimeter geringer ist, als diejenige der Bahn, für welche sie bestimmt ist, in den starken Curven derselben merkliche Beschädigungen hervorgebracht haben, wenn ihr bewegliches Gestell sie nicht in Stand setzte, ohne Schwierigkeit alle derartigen Hindernisse zu überwinden. Auf der Mittelmeerbahn haben die Ingenieure nach Durchlaufung von 15000 Kilometern keine Art von Beschädigung des Geleises wahrgenommen, obgleich jede Axe mit ca. 12 Tonnen belastet ist; sie schreiben dieses Ergebniß theils der doppelten Aufhängung (vier Federn für jede Axe), theils den verticalen Federpuffern zu, welche die überhängende Last der Feuerbüchse auf die Vorderaxe des Tenders abladen und dadurch die Stöße aufheben, welche die Hinteraxe der Maschine erfahren würde, endlich dem Umstande, daß die Maschine beim Einfahren in Curven Federn in Thätigkeit setzt, welche den durch die Veränderung des Schwerpunktes hervorgebrachten Effect aufheben.

Die Abnutzung der Bandagen, Transmissionsorgane und Aufhängungstheile ist übrigens unbedeutend. Nach Zurücklegung von 15000 Kilometern nahm man die Maschine Courbe in die Reparaturwerkstätte und untersuchte sie genau, wobei sich Folgendes herausstellte:

Die gußstählernen Bandagen zeigten am vorstehenden Reifen Spuren von Reibung, aber keine Abnutzung, auf der eigentlichen Lauffläche, so weit sie mit den Schienen in Contact kommt, schwache Spuren von Abnutzung, so daß kaum anzugeben war, welches Rad mehr zu leiden gehabt habe. Hieraus scheint hervorzugehen, daß die Abnutzung auf den Rädern einer und derselben Axe eine gleiche ist, was der Constructeur durch die Vertheilung der Gegengewichte auf alle gekuppelten Räder zu erzielen bemüht war.

Die Kolben und Schieber waren ebenso wie die Cylinder und Schieberspiegel im besten Zustande, was Zeugniß dafür ablegt, daß die Maschine beim Herabfahren von fallenden Strecken wenig angegriffen wird.

Die Schalen der Axbüchsen und Triebradkurbeln, sowie die Kugelwarzen der Kurbeln, waren unversehrt, ebenso die halbkugelförmigen Zapfen des inneren Rahmens, welche nur an der Berührungsstelle mit den Pfannen glänzend erschienen.

Die Gleitschienen der Kolbenstangen und ihre Blöcke zeigten keine Abnutzung, woraus hervorgeht, daß der schiefe Angriff der Lenkerstangen keinen schädlichen Einfluß geübt hatte.

Nur die Axbüchsen hatten in ihren Führungen etwas Luft bekommen, so daß die Stellkeile angezogen werden mußten.

Die Kuppelung des Tenders und seine horizontalen und verticalen Puffer hatten nicht gelitten; kurz, die Maschine war in dieser Zeit weder selbst beschädigt worden, noch schien sie auf das Schienengestänge nachtheilig gewirkt zu haben, was ein günstiges Zeugniß für das System ablegt.

Noch günstiger ist diese Probe in Bezug auf die Zugkraft abgelaufen, worüber nachstehend die Hauptergebnisse folgen mögen. Am 21. März 1860 zog die Courbe auf der Strecke von Olten bis zum Tunnel von Lauffelfingen (Steigung 1 : 40) eine Bruttolast von 161 Tonnen mit 15 Kilometer Geschwindigkeit pro Stunde, während das Gewicht

*) Die Courbe hatte vor dem 1. November bereits 15000 Kilometer im regelmäßigen Dienst auf dem Netze der Mittelmeerbahn durchlaufen, die Rampe versorgte denselben Dienst, nachdem sie auf der Schweizer Centralbahn zwischen Olten und Siffach 3 Wochen Probe gelaufen war.

der von den Engerth'schen Maschinen gezogenen Züge auf 87,5 Tonnen normirt ist. Am 5. April 1860 zog dieselbe Maschine von Sissach nach Läufelfingen (Steigung 1:50) eine Bruttolast von 247,4 Tonnen mit 8,5 Kilometern Geschwindigkeit, bei welcher Geschwindigkeit die Engerth'schen Maschinen nur Züge von 137,5 Tonnen fortschaffen. Während der 10 Tage vom 4. bis zum 14. Aug. 1860 hat dieselbe Locomotive auf der Linie Nimes-Alais mit 13 bis 18 Kilometern Geschwindigkeit pro Stunde auf einer Steigung von 6:1000 Züge von 600 bis 650 und auf einer Steigung von 12:1000 Züge von 300 bis 370 Tonnen Bruttolast fortgeschafft und dabei im Durchschnitt 16 bis 20 Kilogramme Steinkohle verbrannt.

Hiernach berechnet sich eine Zugkraft von 6757 Kilogrammen (incl. Maschine) und aus den Versuchen an der Mittelmeerbahn eine Zugkraft von 7000 bis 9000 Kilogrammen. Den besten Effect gab diese Maschine bei ca. 7000 Kil.; sie hat 858 Tonnen Last mit 2 Metern Geschwindigkeit pro Secunde auf einer Steigung von 6:1000 aufwärts gezogen, was einer Leistung von ca. 19000 Kilogrammmetern entsprach, hat aber auf derselben Steigung auch eine Arbeit von 28000 bis 30000 Kilogrammmetern mit weniger Brennmaterialverbrauch verrichtet, wenn die Last nur 500 bis 600 Tonnen betrug. Die Berechnungen des Constructeurs sind also zugetroffen und nur in Ausnahmefällen war nicht genügende Adhäsionskraft vorhanden, so daß die Spannung im Kessel von 7 auf 9 Atmosphären erhöht werden mußte.

Die Versuche auf der Schweizerischen Centralbahn lieferten ähnliche Resultate. Der Brennmaterialverbrauch ist auf der Mittelmeerbahn meist nicht höher gewesen, als derjenige der besten Güterzugmaschinen; ebenso war es auf der Linie Basel-Olten. Auf letzterer Bahn lief die Maschine ohne Schwierigkeit von fallenden Strecken mit 0,025 bis 0,028 Steigung herab und es brauchte bei Zügen von 160 bis 180 Tonnen Gewicht zur Regulirung der Geschwindigkeit blos der Brems am Tender und am letzten Wagen angezogen zu werden, wenn der Stellhebel auf den ersten Zahn des Vorwärtsganges eingelegt war und der Regulator von Zeit zu Zeit leicht geöffnet wurde. Auch Züge von 825 Tonnen Gewicht hat man ohne Schwierigkeit über Steigungen von 0,012 herabgelassen, wenn eine entsprechende Zahl von Bremsen angezogen wurde.

Alle diese Ergebnisse beweisen, daß Beugniot's Gebirgslocomotive wirklich das leistet, was der Erfinder beabsichtigt hat. Die ersten Versuche können den Praktiker befriedigen, ebenso wie die Theorie den Voraussetzungen des Erfinders beistimmen wird. Die weitere Erfahrung wird lehren, welche Wichtigkeit dieses System für Gebirgsbahnen haben kann.

(Annales des Mines. 5 série. t. XVIII. 6 livr. de 1860.)

Testud de Beauregard's
Dampferzeuger für überhitzten Dampf.

Von

Paul Käuffer aus Dresden, Constructeur bei Herrn Testud de Beauregard in Paris.

(Hierzu Tafel 8.)

Die Kritik der gewöhnlichen Dampfmaschine ergiebt bekanntlich, daß in derselben im besten Falle etwa nur der zwanzigste Theil derjenigen Arbeitsgröße ausgenutzt wird, welche der durch den Brennstoff entwickelten Wärmemenge entspricht, und daß ein großer Theil des Verlustes in der Veränderung des Aggregatzustandes des in Dampf übergeführten Wassers begründet ist. Daher sind denn auch von verschiedenen Seiten Versuche angestellt worden, um die dem Dampfe mitgetheilte Wärme besser auszunutzen, namentlich hat es Séguin, der Aeltere, in Paris versucht, denjenigen Verlust, welcher bei den Dampfmaschinen dadurch entsteht, daß die Dämpfe nach Verrichtung ihrer Arbeit die Maschine in Dampfgestalt verlassen, dadurch herabzuziehen, daß er sie abwechselnd stark überhitzt und nachher wieder so

weit abkühlt als sie als Dämpfe abgekühlt zu werden vertragen.*) Es wird hierbei diejenige Wärme erspart, welche erforderlich ist, um Wasser in Dampf zu verwandeln.

Auf eine ganz andere Weise sucht Testud de Beauregard Ersparnisse bei der Dampfmaschine zu erzielen und zwar beruht dieses System auf dem Austausch der latenten Wärme eines Metallbades. Das Speisewasser wird nämlich dadurch in Dampf verwandelt, daß es gegen ein schmelzendes Metallbad gespritzt wird; hierbei wird ein Theil des Metalles fest und die dabei frei werdende Wärme dient zur Erzeugung stark überhitzten Dampfes, während eine äußere Feuerung das fest gewordene Metall wieder flüssig macht.

Schon im Jahre 1848 experimentirte dieser Ingenieur mit einem derartigen Dampferzeuger,**) bei welchem das Gefäß, worin der Dampf gebildet wurde, in einem Bleibade stand, aber dieser Apparat vermochte nicht in die Praxis einzudringen, weil sich das Metall in Folge der fast augenblicklichen Wärmeabgabe zu rasch zerstörte. Der jetzige Apparat ist großentheils frei von diesem Mangel, indem das Gefäß, in welchem das Wasser in Dampf verwandelt wird, von dem Erfinder „Verdampfer" (vaporisateur) genannt, mit einem besonders eingerichteten Boden in das Metallbad taucht, welches sich seinerseits in einem von unten geheizten Gefäße, dem Generator befindet. In diesem Apparate werden überhitzte Dämpfe von ca. 280° C Temperatur erzeugt, indem das Metallbad (ein Gemisch aus Zink und Blei) ungefähr bei dieser Temperatur flüssig ist. Das Speisewasser wird durch eine besondere Pumpe in den Verdampfer gepreßt, nachdem es vorher in einem Vorwärmer oder sogenannten Regenerator durch den aus dem Dampfcylinder tretenden Dampf auf 120 bis 150° C erwärmt worden ist, und der abziehende Dampf wird endlich noch in einem Röhrenapparate condensirt.

Wir wollen jetzt zunächst mit Hinweisung auf Tafel 3 diesen Apparat genauer beschreiben und uns dann noch näher über seine Vortheile verbreiten.

Fig. 1 giebt den verticalen Durchschnitt durch einen Kessel, wie er für eine 4pferdige Maschine erforderlich ist, in dem Maaßstabe von $1/9$ der natürlichen Größe, die eingeschriebenen Maaße aber beziehen sich auf einen Generator für eine 20pferdige Maschine. Man ersieht daraus, daß der Apparat aus drei in einander gesetzten Gefäßen besteht. Das innerste Gefäß, der Verdampfer A, enthält kein Wasser, empfängt aber continuirlich durch die beiden Röhren B, B, zwei Wasserstrahlen zugeführt, welche sofort an der auf ca. 280° erhitzten Bodenfläche in überhitzten Dampf verwandelt werden. Ueber dieses Gefäß ist ein glockenförmiges Gefäß C gestürzt, welches den gebildeten Dampf nöthigt, äußerlich an den Wänden des Verdampfers A herab- und innerlich an den Wänden des äußersten Gefäßes DD hinaufzugehen, wobei er noch weiter durch die Heizgase, welche letzteres Gefäß von außen bestreichen, erhitzt wird und zugleich zur Conservirung der Metallwände beiträgt, indem diese von beiden Seiten erwärmt, also etwaige schädliche Spannungen vermieden werden. Der untere Theil des äußeren Kessels E ist mit einer Legirung aus Zinn und Blei gefüllt, welche durch die unter dem Kessel befindliche Feuerung flüssig erhalten wird, und damit sich die Wärme besser dem eingespritzten Speisewasser mittheile, ist der Boden des Verdampfers äußerlich verzinnt, sowie auch der Kesselboden E verzinnt ist. In dem Metallbade befindet sich noch ein Rührer F, mit Hilfe dessen der Kesselheizer erkennen kann, ob das Zinn geschmolzen ist. Ferner ist als Sicherheitsapparat eine Alarmpfeife (Fig. 1^b) angebracht, welche bei zu hoch gesteigerter Wärme ertönt. Der Balancier dieser Pfeife wird nämlich durch eine Zugstange G niedergehalten, so lange eine am unteren Ende derselben befindliche, nach dem erforderlichen Wärmegrade zusammengesetzte Metallcomposition fest bleibt; schmilzt dieselbe aber, so öffnet das Gegengewicht das Ventil der Alarmpfeife. Endlich ist auch noch ein gewöhnliches Sicherheitsventil auf dem Kessel angebracht.

Wichtiger und eigenthümlicher ist nun aber der Speiseapparat, die sogenannte Aequationspumpe, welche in den Figuren 4 und 5 in $^8/_{100}$ der natürlichen Größe dargestellt ist. Es ist dies eine von der gewöhnlichen Speisepumpe gespeiste Druckpumpe, deren Lieferung genau dem Wasserbedarf für 20 bis 30 Minuten Arbeitszeit entspricht, und deren Kolben H mit Gewichten I oder sonst so stark belastet ist, als die Spannung im Kessel erfordert. Das Wasser geht, ehe es in den Kessel gelangt, durch einen Dreiweghahn K, der sich von selbst regulirt, wenn im Kessel mehr oder weniger Wasser gebraucht wird. Es ist nämlich an seinem Schlüssel eine Stange L angebracht, welche durch einen Vorstecker am Gewichte I gehoben wird, wenn dieses Gewicht zu hoch hinaufgetrieben wird. Die Aequationspumpe ist zugleich ein Sicherheitsventil für den Generator, durch welches eine Ueberschreitung der normalen Spannung in Letzterem verhütet wird.

Uebrigens gelangt das Speisewasser aus diesem Apparate nicht unmittelbar in den Kessel, sondern es durchläuft zunächst den sogenannten Regenerator (Fig. 2), einen Vorwärmer mit ungefähr 30 Quadratdecimeter Heizfläche pro Pferdekraft. (Der dargestellte Regenerator hat 100 Röhren mit 6,9113 Quadratmeter Fläche.) Hier umspielt es eine größere Menge von Röhren, durch welche der von der Dampfmaschine kommende Dampf hindurch strömt, und erwärmt sich so auf 140 bis 150° C. Erst dieses stark erwärmte Wasser tritt durch die Röhren B, B, in den Verdampfer A.

*) Siehe Civilingenieur, Band III, Seite 198.

**) Siehe Genie Industriel, Vol. I, Seite 51. D. Red.

Wir haben nun noch einen Apparat zu erwähnen, den Condensator (Fig. 3), in welchem der aus den Röhren des Regenerators ausströmende und nicht mehr im überhitzten Zustande befindliche Dampf vollends condensirt wird. Es ist dies ein Oberflächencondensator mit ungefähr 0,3 Quadratmeter Röhrenoberfläche pro Pferdekraft (der dargestellte Condensator hat 127 Röhren mit 5,8406 Quadratmeter Fläche), in welchem der Dampf durch eine größere Zahl von mit Wasser umgebenen Röhren ausströmt. Das Condensationswasser wird durch eine Pumpe wieder zu dem Abkühlungswasser gehoben, da Letzteres ohne Schaden bis auf 60 bis 65° erwärmt sein darf, jedoch ist noch ein Kaltwasserhahn vorhanden, durch welchen nach Bedarf kaltes Wasser hinzutreten kann. Dieser Hahn wird durch einen selbstthätigen Apparat gestellt, welcher auf der Ausdehnung der Flüssigkeiten durch die Wärme beruht und um so mehr kaltes Wasser zutreten läßt, je stärker die Erwärmung ist.

Die Erfahrung hat gelehrt, daß 14 Kilogramme flüssiges Zinn beim Festwerden so viel Wärme hergeben, als erforderlich ist, um 1 Kilogramm in den elastisch flüssigen Zustand überzuführen.*) Im Verdampfer bildet sich bei 280° C Temperatur überhitzter Dampf, welcher einen doppelt so großen Raum einnimmt, als gesättigter Dampf von der Pressung, mit welcher das Speisewasser eintritt (ca. 5 Atmosphären). Dieser Dampf kühlt sich bei Verrichtung seiner Arbeit in der Dampfmaschine um ca. 40° ab und wird im Regenerator bis auf 100° abgekühlt. Solcher Dampf braucht dann zur Condensation nur etwa $1/9$ bis $1/13$ von derjenigen Wassermenge, welche gewöhnlicher Dampf beansprucht. Die Menge des schmelzenden Zinns ist über ein gewisses Minimum hinaus ganz willkürlich, doch soll die Niveaulinie mindestens 2 Centimeter höher reichen, als die Nieten am Rande des Bodens E, so daß durchschnittlich etwa 35 Kilogramme Zinn pro Pferdekraft erfordert werden.

Durch dieses System der Dampferzeugung werden hauptsächlich folgende Vortheile erzielt.

Es ist ein viel kleinerer Kessel und Feuerherd nöthig, als bei den gewöhnlichen Dampferzeugern. Jener wird etwa nur $1/6$, dieser $1/4$ soviel Raum beanspruchen, als bei gewöhnlichen Kesseln. Die Heizfläche ist etwa $1/18$ so groß, was zugleich eine große Sicherheit gegen Explosionen bietet.

Die Verbrennung ist bei den neuen Kesseln eine ziemlich vollkommene, indem die chemische Analyse folgende Zusammensetzung der Gase nachgewiesen hat:

Stickstoff	0,7000.
Kohlenoxydgas	0,0800.
Kohlensäure	0,2092.
freier Kohlenstoff	0,0008.
	1,0000.

Von Speisewasser wird nur $1/3$ so viel, als bei den jetzigen Dampfmaschinen verbraucht. Der Dampfcylinder kann nie mit übergerissenem Wasser belästigt werden. Zur Ingangsetzung einer Maschine wird nur die Hälfte der Zeit erfordert, als bei gewöhnlichen Kesseln.

Demgemäß wird ein solcher Apparat immer weit weniger Raum beanspruchen und weit schneller in Gang zu setzen sein, als gewöhnliche Kessel, er gewährt aber auch noch bei guter Behandlung eine Brennmaterialersparniß von 30 Procent und eine größere Sicherheit gegen Explosionen.

Obwohl mir zur Zeit noch eigene Beobachtungen über den Nutzeffect dieses Dampfgenerators abgehen, da ich erst zu kurze Zeit im Atelier des Erfinders beschäftigt bin, so hielt ich es doch für meine Pflicht, auf diesen in Deutschland nur oberflächlich gekannten Apparat hinzuweisen, und werde später in einer ausführlicheren Abhandlung auf dieses System zurückkommen.

*) Die früheren Angaben in dem Génie Industriel, Nr. 113, weichen hiervon sehr wesentlich ab. D. Red.

Bemerkungen

über

Construction und Betrieb der Schneidemühlen.

(Nach einer Abhandlung des Herrn W. Kankelwitz, Lehrers an der Königl. Werkmeisterschule in Chemnitz, im Programm dieser Anstalt auf das Schuljahr 1860.*)

(Hierzu Tafel 4.)

Die in neuerer Zeit in der Construction der Schneidemühlen vorgenommenen wesentlichen Verbesserungen haben die Leistung derselben so erhöht, daß die bezüglichen älteren Angaben jetzt nur noch theilweise zutreffend sind und die Mittheilung der von Herrn W. Kankelwitz gesammelten Notizen und Erfahrungsresultate auch für weitere Kreise von Interesse sein wird.

Bei der Prüfung einer Gatteranlage hat man nicht blos ihre Leistungsfähigkeit, sondern auch Billigkeit der Anlage, Leichtigkeit der Bedienung, Werth der Abfälle u. s. w. in's Auge zu fassen und die Erörterung dieser Umstände ist der Zweck des Aufsatzes, welcher sowohl die Gatter mit einer Säge, als diejenigen mit mehreren Sägen behandelt.

Die wichtigsten Constructionen der Gatter mit einer Säge sind die Mittelgatter, die Seitengatter und die Horizontalgatter.

Von der ersten Art, den Mittelgattern, giebt Fig. 1 eine Vorderansicht, Fig. 2 eine Seitenansicht und Fig. 3 einen Grundriß einer zweckmäßigen Ausführung im Maaßstabe von $\frac{1}{40}$. Ein solches Gatter besteht aus den Stielen b b von Kiefernholz, den Riegeln a a von Buchenholz, dem in den Sägekappen e e hängenden Blatte, den Spannschrauben f f, welche gegen die buchenen Streben d d angezogen werden, den Zapfen h h, an welchen die Lenkerstangen anfassen, den Gattersäulen i i und den schmiedeeisernen Führungsstangen k k, an welchen das Gatter mit den Lagern l l hingleitet. Die Bolzen f f, welche durch eiserne Bleche g g an den Riegeln hindurchgehen, sind quadratisch, damit die Säge in richtiger Lage erhalten bleibe. Ebenso sind die ca. 4 Centimeter starken Führungen k quadratisch im Querschnitt, wie dies die in $\frac{1}{8}$ der natürlichen Größe gezeichneten Details, Fig. 4 und 5, zeigen. Sie sind abgehobelt und müssen möglichst nahe an den Gattersäulen stehen. Die Lager, welche daran hingleiten, sind ca. 16 Centimeter lang und bestehen aus zwei Hälften, wovon die eine n (Fig. 4 und 5) mittelst der Holzschrauben r am Gatterriegel festgeschraubt, die andere o mittelst des eisernen Schraubenbügels q p q daran befestigt ist und mittelst der Schrauben q von der Vorderseite des Gatters aus nachgezogen werden kann. Besonders gut bewähren sich Pockholzlager. Zur Bewegung des Gatters dienen ein Paar leichte Lenkerstangen, welche an den Zapfen h h anfassen. Letztere Zapfen müssen gleich weit von der Gatterwellenaxe entfernt sein und mit ihr in derselben Ebene liegen, damit keine Stöße entstehen.

Damit die todte Last eine möglichst geringe sei, muß man das Gatter so leicht construiren, als mit gehöriger Solidität verträglich ist. Das dargestellte Gatter wiegt 135 Kilogramme. Ebenso muß man die Lenkerstangen möglichst leicht machen, und thut daher, wenigstens bei dem Betriebe von unten, wo sie etwa 3,5 bis 3,6 Meter lang werden, wohl, sie lieber von Holz mit eisernen Bügeln anzufertigen, als von Eisen.

Die Kurbelzapfen sollte man stets kugelförmig gestalten, weil es sehr schwer ist, sie genau in einer Linie und genau parallel zur Gatteraxe anzubringen, auch die Lenkerstangenaxen sich sehr selten genau in parallelen und zur Gatterwellenaxe normalen Ebenen bewegen, und weil alsdann, wenn diese Bedingungen nicht erfüllt sind, cylindrische Zapfen sich nicht selten warm laufen und sehr stark abnutzen. Wählt man die in Fig. 6 dargestellte Einrichtung mit Kugelzapfen, so werden diese Uebelstände weit seltener eintreten. Besonders gut sind Kugelzapfen aus Gußstahl; gehärtete schmiedeeiserne Zapfen reißen sehr leicht an der Oberfläche auf.

*) Vom Herrn Verfasser gütigst zur Benutzung übersandt.
D. Red.

Die Bewegung des Wagens wird theils durch Sperrklinken bewirkt, welche der Gatterrahmen selbst in Gang setzt, theils durch ein besonderes Riemenvorgelege von der Gatterwelle aus. So einfach die erstere Vorrichtung (Vorschub beim Gatterniedergange) erscheint und so sehr sie der Bedingung eines der Sägegeschwindigkeit proportionalen Vorschubes zu entsprechen scheint, so ist sie doch keineswegs so vollkommen, weil anfänglich zwischen den Klinken- und Sperrzähnen ein Zwischenraum unvermeidlich ist und aus diesem Grunde, sowie wegen der Elasticität der betreffenden Maschinentheile ein mehr oder weniger ruckweises Verschieben eintritt, welches oft nicht erlaubt, den zweckmäßigsten Vorschub zu geben. Man hilft sich nun bei Gattern für starke Stämme mit großen Schnittlängen dadurch, daß man den Wagen beim Aufgange vorschieben läßt, muß aber dann die Säge mit Busen aufhängen, und die Leistung wird also von der richtigen Wahl des der Säge zu gebenden Busens abhängig, wobei überdies noch die Unbequemlichkeit bleibt, daß man den Vorschub nur sprungweise verändern kann und daß der Klinkenmechanismus das Gatter nicht unbeträchtlich belastet.

Bei dem Vorschub mit Riemenbetriebe, wovon Fig. 7 und 8 eine einfache Anordnung vorweisen, kann man dagegen den Vorschub beliebig reguliren. Hier ist M die Wellenleitung, von welcher aus das Gatter betrieben wird, G die Gatterwelle mit den Riemenscheiben R und E, wovon Letztere die Welle O betreibt, S eine an der Welle O sitzende conische Trommel, welche mittelst umgelegten Riemens den Conus T bewegt, auf dessen Welle das in das Stirnrad B auf der Kammbaumwelle K eingreifende Getriebe C sitzt. Das Lager neben dem Getriebe C ist auf dem um m drehbaren, durch die Schnur I anzuziehenden Hebel a aufgestellt, so daß C außer Eingriff kommt, wenn man die Schnur nachläßt. Der Vorschub rückt sich nach Beendigung eines Schnittes von selbst aus, oder vielmehr, wenn der Wagen bis an das Ende gekommen ist, so stößt er gegen einen Bolzen in der Gattersäule und schiebt dadurch einen am Ende des Strickes I befestigten Ring von dem Nagel ab, an welchen man ihn aufgehangen hatte. Die Riemenscheiben A auf der Kammbaumwelle K und D auf der Hauptwelle M dienen zum Rücklaufe des Wagens.

Noch sei einer zweckmäßigen Einrichtung des Vorderschemels gedacht, die in Fig. 9 und 10 dargestellt ist und den Zweck hat, dem Schemel während des Schneidens eine glatte Seitenbewegung ohne Stöße mittheilen zu können. Der bewegliche Theil A des Vorderschemels trägt eine Zahnstange a, in welche die Schraube ohne Ende b eingreift, so daß der Rückschemel A durch Drehen der Welle c mittelst der Schwungkurbel d beliebig zur Seite verschoben werden kann. Die Figuren zeigen zugleich eine zweckmäßige Befestigungsmethode der Blöcke. Es sind nämlich im Rückschemel die beiden runden Schmiedeeisenstangen B befestigt, an denen die eisernen Klauen D D lose sitzen; schlägt man die Spitzen der Letzteren in den Block ein, so klemmen sich diese Klauen so fest ein, daß sie den Block festhalten. Diese Einrichtung schont die Rückschemel sehr.

Folgen wir jetzt unserer Quelle bei einigen theoretischen Erörterungen.

Nach Beobachtungen des Herrn Kankelwitz wächst der Kraftverbrauch zum Betrieb einer Säge nicht in gleichem Maaße, wie der Vorschub, und nicht im Verhältniß zur Schnittstärke. Wenn man nämlich ein 1,5 Millimeter starkes Sägeblatt mit 1 oder 1,5 Millimeter Vorschub unter sonst gleichen Verhältnissen in feuchtem Kiefernholze arbeiten läßt, so erfordert das Gatter Betriebskräfte, welche sich (nach Abzug der für die Bewegung der todten Last erforderlichen Arbeit) etwa wie 7 : 9 verhalten, und es macht hierbei keinen Unterschied, mag die Säge so geschränkt sein, daß ein Schnitt von 1,8, oder so, daß ein Schnitt von 2,25 Millimetern Weite entsteht. Dagegen kann man bei mehr Schnittstärke auch mehr Vorschub geben; während z. B. bei 1,8 Millimeter Schnittstärke der Schnitt durch mehr als 2 Millimeter Vorschub rauh wird, ja sogar ein Verlaufen der Säge eintritt, kann man bei 2,25 Millimetern Schnittstärke bis zu 3 Millimetern Vorschub gehen, ohne diese Erscheinungen zu erhalten. Zu einem gewünschten Vorschube gehört also auch eine bestimmte geringste Schnittstärke.

Wendet man ein stärkeres Sägeblatt an, so erhält man dieselben Resultate, woraus hervorgeht, daß für einen beabsichtigten Vorschub eine bestimmte geringste Sägeblattstärke erforderlich ist; zugleich beobachtet man aber auch eine Vermehrung der erforderlichen Betriebskraft, was darauf hinweist, daß man eine gewisse der Größe des Vorschubes entsprechende Sägeblattstärke nicht überschreiten dürfe, welche zu $^2/_3$ der Ersteren angenommen werden kann.

Sei s_1 die dem Vorschube δ entsprechende geringste Blattstärke,
b die erforderliche Schnittbreite,
α_1 ein von der Güte der Auflagerung des Blockes, der festen Einspannung und Führung der Säge u. s. w. abhängiger Coefficient,
β_1 ein die Abhängigkeit der Schnittstärke von dem Vorschube ausdrückender Coefficient,
N die zum Betriebe erforderliche Gesammtarbeit in Pferdekräften,
N_1 der beim Leergange und
N_2 der zum wirklichen Schneiden verwendete Theil dieser Arbeit,
A derjenige Theil der Letzteren, welcher zum Bearbeiten der Seitenflächen des Schnittes, und
B derjenige Theil, welcher zum Zerreißen der Längenfasern des Holzes erforderlich ist,

so kann man sagen:

$$N_2 = A + B,$$
$$N = N_1 + N_2,$$
$$s_1 = \beta_1 \delta,$$
$$b = \alpha_1 + 1{,}5\, s_1.$$

Weil nun A nur vom Vorschube, B nur von der Blattstärke s abhängt, so lange die Schnittstärke nicht die doppelte Zahn- oder Blattstärke übertrifft, so kann man nach setzen:

$$N_2 = \alpha_2 \delta + \beta_2 s,$$

wenn α_2 und β_2 Coefficienten sind, welche aus Beobachtungen abzuleiten sein werden. Die Skizzen Fig. 11 u. 12, wovon Erstere den Grund des Schnittes im Grundrisse, Letztere denselben im Verticalschnitte darstellt, und worin die durch die beiden Zahnreihen hergestellten Flächen angedeutet sind, zeigen aber auch ferner, daß bei verändertem Sägenhube unter sonst gleichen Umständen das Stückchen x, um welches der Block während der Zeit vorrückt, wo auf derselben Seite der nächstfolgende Zahn zum Eingriff kommt, und welches jeder Zahn abzuschneiden hat, um so kleiner wird, je größer der Hub wird; der Coefficient β_2 ist also durch $\beta_3 H$ zu ersetzen, wenn H den Sägenhub bedeutet. Die von der Säge im Hirnholz gerissenen Abstufungen (Fig. 12) sind ferner abhängig von dem Verhältniß $\frac{\delta}{H}$ des Vorschubes zum Hube, so daß man $s_1 = \beta_4 \frac{\delta}{H}$ setzen kann, und endlich ist die erforderliche Betriebskraft jedenfalls von der Zahl n der Umgänge abhängig, so daß sich also ergiebt:

$$N_2 = (\alpha_5 \delta + \beta_5 s H)\, n.$$

Außerdem ist aber der Widerstand noch abhängig von der Blockhöhe h und von der Masse der in den Zahnlücken vorhandenen Späne, oder von δh, wenn h die Blockstärke bedeutet; denn wenn die Lücken sehr ausgefüllt sind, so ballen sich die Späne und erschweren den Gang. Man muß also deshalb eine größere Schnittstärke s_1 geben, was sich so ausdrücken läßt, daß man $s_1 = \beta_6 \frac{h\delta}{H}$ setzt, und die Beobachtung ergiebt $\beta_6 = 1{,}2$, wenn h und H in Metern, δ und s_1 in Millimetern ausgedrückt werden. Demnach wird nun:

$$N_2 = (\alpha_7 \delta + \beta_7 H s)\, n h.$$

Führt man jetzt die Schnittfläche F in Quadratmetern pro Minute ein, so wird $F = \frac{n h \delta}{1000}$ und man erhält für N_2 den Ausdruck:

$$N_2 = \left(k_1 + k_2 \frac{H s}{\delta}\right) F,$$

worin k_1 und k_2 zwei von der Holzgattung abhängige Coefficienten sind, welche sich nach Herrn Kankelwitz's Beobachtungen für Kiefern und Fichten wie 1 : 4 verhalten, so daß man

$$N_2 = k \left(1 + 4 \frac{H s}{\delta}\right) F,$$

oder für die Minimalsägestärke, wo $s_1 = 1{,}2 \frac{h\delta}{H}$ statt s zu nehmen ist,

$$N_3 = k\,(1 + 4{,}8\, h)\, F$$

setzen kann.

Für verschiedene Hölzer ergab sich nun Folgendes:

$k = 2{,}7$ bei ganz nassem Holze,
$k = 2{,}75$ „ feuchtem „
$k = 3{,}0$ „ lufttrockenem „
$k = 3{,}2$ „ ganz trockenem „

Was den Sägenhub anlangt, so steht derselbe in einer bestimmten Beziehung zur Blattstärke, indem schwache Sägen leichter verlaufen als starke und Herr Kankelwitz setzt nach seinen Beobachtungen

$$H = 0{,}35 + 0{,}11\, s,$$

wo H in Metern, s in Millimetern ausgedrückt ist. Auch von der Blockstärke wird der Hub gewöhnlich abhängig gemacht, indem man ihn 1,7 bis 2 mal so hoch zu machen pflegt, indessen läßt sich dafür eine feste Beziehung nicht ableiten und dürfte nur als Minimum anzunehmen sein, daß die Hubhöhe 1 Decimeter mehr, als die größte Schnitthöhe betragen möge.

Bei Mittelgattern giebt man eine Sägegeschwindigkeit c bis zu 3,75 Metern; es ist also $c = \frac{nH}{30}$, und da $F = \frac{n h \delta}{1000}$, δ aber $= \frac{s_1 H}{1{,}2 h}$, so folgt $F = \frac{n s_1}{1200} H = \frac{s_1 c}{40}$ $= \frac{3}{32} s_1$ Quadratmeter.

Demnach ergiebt sich die zum Schneiden erforderliche Arbeit:

$$N_3 = k\,(1 + 4{,}8\, h)\, \frac{3}{32}\, s_1 \text{ Pferdekräfte},$$

oder bei 0,4 Meter Schnitthöhe und feuchtem Holz:

$$N_2 = 2{,}75\,(1 + 4{,}8 \,.\, 0{,}4)\, F = 8{,}03\, F,$$

bei trockenem Holz und 0,6 Meter Hub:

$$N_2 = 3{,}2\,(1 + 4{,}8 \,.\, 0{,}6)\, F = 12{,}416 \text{ Pferdekräfte}.$$

Für $s = 3$ Millimeter wird resp.

$$N_2 = 2{,}26 \text{ und } N_2 = 3{,}492 \text{ Pferdekräfte}.$$

Der andere Theil der Widerstände, nämlich die zur Bewegung des leeren Gatters erforderliche Arbeit, hängt von verschiedenen Reibungswiderständen ab; wir haben also zunächst den Druck zu ermitteln, welchen das Gatter auf die Zapfen ausübt.

Ist α der Winkel, um welchen die Kurbel aus der Anfangsstellung (tiefster Stand) gedreht ist,
β der Winkel der Lenkerstange mit der Richtung der Kurbel in der Anfangsstellung,
G das Gewicht des Gatters in Kilogrammen,

l die Länge der Lenkerstangen in Metern,
H der Hub des Gatters in Metern,
a der Durchmesser der Zapfen am Rahmen in Metern,
v die Geschwindigkeit der Kurbelzapfen in Metern,

so erhält man $\sin\beta = \frac{H}{2l}\sin\alpha$, und wenn man v annähernd gleichförmig annimmt und den Gatterhub für den Winkel α: $= \frac{H}{2}(1-\cos\alpha)$ setzt, so ergiebt sich der in Folge der ungleichförmigen Gattergeschwindigkeit vom Gatter herrührende Druck auf die Zapfen am Rahmen:

$$P_1 = \frac{2v^2}{Hg} G \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\beta} + \frac{G}{\cos\beta}.$$

Derselbe giebt für $\alpha = \beta = 0$ das Maximum

$$\text{Max. } P_1 = G\left(\frac{2v^2}{gH} + 1\right).$$

Setzt man ferner $\cos\alpha = \sqrt{1 - \frac{4l^2}{H^2}\sin^2\beta}$, so wird annähernd die Arbeit der Zapfenreibung pro Hub:

$$A_1 = 4\mu_1 \frac{a}{2} \int_0^{\arcsin\frac{H}{2l}} \frac{2v^2}{Hg} G \sqrt{1 - \left(\frac{2l}{H}\sin\beta\right)^2} \frac{d\beta}{\cos\beta},$$

oder wenn man, der Kleinheit des Winkels β halber, $\sin\beta = \beta$ und $\cos\beta = 1$ setzt,

$$A_1 = 4\mu_1 a \cdot \frac{v^2}{g}\frac{G}{H} \int_0^{\frac{H}{2l}} d\beta \sqrt{1 - \left(\frac{2l}{H}\beta\right)^2} = \frac{\pi}{2}\frac{v^2}{gl} G a \mu_1,$$

wenn μ_1 den Reibungscoefficienten bedeutet.

Dieses Resultat ist etwas zu klein wegen der vorgenommenen Näherungen; bei genauer Rechnung hat Herr Kankelwitz gefunden, daß statt $\frac{\pi}{2}$ der Werth 2 einzusetzen ist, und wenn man $\mu_1 = 0{,}07$ einführt, so ergiebt sich also:

$$A_1 = 0{,}14 \frac{v^2}{gl} G a \text{ Kilogrammmeter.}$$

Der Druck auf die Gatterführungen ist ferner:

$$P_2 = \frac{2v^2}{Hg} \cdot G \frac{\cos\alpha}{\cos\beta}\sin\beta = \frac{v^2 G}{gl}\sin\alpha\cos\alpha,$$

wenn man $\sin\beta = \frac{H}{2l}\sin\alpha$ und $\cos\beta = 1$ setzt.

Da nun das Differential des Gatterweges $\frac{H}{2}\sin\alpha\, d\alpha$ ist, so ergiebt sich die Arbeit der Reibung in den Führungen annähernd:

$$A_2 = 4\mu_2 \frac{v^2}{2g}\frac{GH}{l}\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2\alpha \cdot \cos\alpha \cdot d\alpha = \frac{2}{3}\mu_2 \frac{v^2}{gl} G H,$$

und wenn man zur Ausgleichung 0,7 für $^2/_3$ setzt und den Reibungscoefficienten $\mu_2 = 0{,}1$ einführt:

$$A_2 = 0{,}07 \frac{v^2}{gl} G H.$$

Wird weiter das Gewicht der Lenkerstangen mit G_1 bezeichnet und die Annahme gemacht, daß dieselben prismatische hölzerne Körper mit schweren Enden seien, bei denen das Gewicht der eisernen Bügel in einen Punkt in der Zapfenare concentrirt sei, bezeichnet ferner S das Gewicht der in den Kurbelzapfen angreifenden Bügel vermehrt um $^1/_3$ des Gewichtes der Holzstangen, a_1 den Durchmesser der Kurbelzapfen und μ_3 den Reibungscoefficienten, so ergiebt sich der Druck in den Kurbelzapfen:

$$P_3 = \sqrt{(G+L)^2\left(1 + \frac{2v^2}{gH}\cos\alpha\right)^2 + \left[S\frac{2v^2}{gH}\sin\alpha + (G+L)\left(1+\frac{2v^2}{gH}\cos\alpha\right)\tan\beta\right]^2}.$$

Derselbe wird ein Maximum für $\alpha = \beta = 0$, nämlich:

$$\text{Max. } P_3 = (G+L)\left(1 + \frac{2v^2}{gH}\right),$$

und ist nur wenig größer als

$$P_3 = (G+L)\left(1 + \frac{2v^2}{gH}\cos\alpha\right),$$

daher kann man die Arbeit der Reibung im Kurbelzapfen annähernd setzen:

$$A_3 = \mu_3 \frac{a_1}{2}\int (G+L)\left(1 + \frac{2v^2}{gH}\cos\alpha\right) d\alpha$$
$$= \mu_3 \frac{a_1}{2}(G+L)\left(\alpha + \frac{2v^2}{gH}\sin\alpha\right) + \text{Const.}$$

Das Glied $\alpha + \frac{2v^2}{gH}\sin\alpha$ wird für $\cos\alpha_1 = -\frac{Hg}{2v^2}$ gleich Null, für $\alpha = 0$ bis $\alpha = \alpha_1$ positiv und für $\alpha = \alpha_1$ bis $\alpha = \pi$ negativ; es wirkt aber der positive wie der negative Druck auf Reibung, daher ergiebt sich:

$$A_3 = \mu_3 a_1 (G+L)\left(2\alpha_1 - \pi + \frac{4v^2}{gH}\sin\alpha_1\right),$$

und da α_1 bei gut construirten Gattern den Werth $\frac{\pi}{2}$ nicht sehr überschreitet, so kann man näherungsweise $\frac{\pi}{2} + \frac{Hg}{2v^2}$ für α_1, $1 - \frac{1}{2}\left(\frac{Hg}{2v^2}\right)^2$ für $\sin\alpha_1$ setzen und schreiben:

$$A_3 = \mu_3 a_1 (G+L)\left(\frac{4v^2}{gH} + \frac{gH}{2v^2}\right).$$

Nimmt man den Druck auf die Kurbelzapfen um $S\frac{2v^2}{Hg}\sin\alpha$ größer oder kleiner an, so würde die Reibungsarbeit um

$$4\mu_3 \frac{a_1}{2}\int_0^{\frac{\pi}{2}} S\frac{2v^2}{gH}\sin\alpha\, d\alpha = \mu_3 a_1 S\frac{4v^2}{gH}$$

größer oder kleiner werden, und man wird also einen fast richtigen Werth von A_3 erhalten, wenn man die letztere Arbeit addirt, dafür aber das Glied $\frac{gH}{2v^2}$ in der Klammer wegläßt. Es ist also endlich unter Annahme eines Reibungscoefficienten $\mu_3 = 0{,}06$:

$$A_3 = 0{,}24 \frac{v^2}{gH} (G + L + S)\, a_1 \text{ Kilogrammmeter.}$$

Es ist nun noch die Arbeit der Reibung für die Gatterwellenlager zu berechnen. Zu dem Ende sei

Q das Gewicht dieser Welle sammt Schwungrädern, Riemenscheiben u. s. w.

B die auf die Kurbellänge reducirten Gegengewichte in den Schwungrädern,

K die ebenso reducirten Gewichte der Kurbeln,

R der durch die Uebertragung der Bewegung (horizontales Riemenvorgelege) auf die Gatterwelle ausgeübte Druck,

a_2 der Durchmesser der Gatterwellzapfen,

μ_4 der Reibungscoefficient,

dann ergiebt sich unter Vernachlässigung des durch die schiefe Stellung der Lenkerstangen hervorgerufenen Seitenschubes der Druck P_4 auf die Welllager:

$$P_4 = \sqrt{\left[G + L + Q + (G + L + K - B) \frac{2v^2}{gH} \cos\alpha\right]^2 + \left[(B - K - S) \frac{2v^2}{gH} \sin\alpha + R\right]^2}.$$

Diesen Druck berechnet Herr Kankelwitz für die 8 Werthe $0, \frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{2}, \frac{3}{4}\pi, \pi, \frac{5}{4}\pi, \frac{3}{2}\pi$ und $\frac{7}{2}\pi$ des Winkels α, multiplicirt mit $\frac{\pi}{4}$, addirt dann mit Hilfe der Simpson'schen Regel und vereinfacht den Ausdruck für die Arbeit der Zapfenreibung A_4 mit Hilfe des Satzes, daß $\sqrt{m+b} + \sqrt{m+c}$ annähernd $= 2\sqrt{m + \frac{b+c}{2}}$ gesetzt werden kann, wenn b und c klein gegen m sind; es ergiebt sich so:

$$A_4 = \pi \mu_4 a_2 \sqrt{C^2 + R^2 + \frac{E^2}{2} + \frac{W^2}{2}},$$

wenn C für $G + L + Q$,

E „ $(G + L + K - B) \frac{2v^2}{gH}$,

W „ $(B - K - S) \frac{2v^2}{gH}$

gesetzt wird. Dieser Werth ist nun in Folge der Näherungsrechnung etwas zu groß, wird also mit Coefficienten zu behaften sein. Wären in P die Größen W und E gleich 0, so würde bei genauer Bestimmung für A_4 resultiren $\pi \mu_4 a_2 \sqrt{C^2 + R^2}$, wäre aber $C = R = W = 0$, so würde folgen $A_4 = 2\mu_4 a_2 E$, daher läßt sich der Coefficient für C^2 und R^2, $= 1$, derjenige für $\frac{E^2}{2}$ und $\frac{W^2}{2}$, $= \frac{8}{\pi^2}$ setzen und es wird, wenn man $\mu_4 = 0{,}07$ setzt, genau genug:

$$A_4 = 0{,}14 \,.\, a_2 \sqrt{\frac{\pi^2}{4}(C^2 + R^2) + E^2 + W^2}.$$

Durch Addition dieser Reibungsarbeiten A_1 bis A_4 und Division mit $60 \,.\, 75$ ergiebt sich nun:

$$N_1 = \frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{4500} n \text{ Pferdekräfte,}$$

oder, wenn man wegen nicht vorhergesehener Umstände (Rutschen des Riemens, Abweichungen vom normalen Zustande u. s. w.) noch 5 Proc. zuschlägt,

$$N_1 = \frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{3000} n.$$

Bei einem Mittelgatter, welches 200 Umdrehungen macht und 3,75 Meter Sägegeschwindigkeit besitzt, wird man etwa folgende Gewichte und Dimensionen haben:

G = 134	Kilogramme	a = 0,04	Meter
L = 105	„	a_1 = 0,06	„
S = 42	„	a_2 = 0,09	„
K = 20	„	l = 3,5	„
B = 160	„	H = 0,5625	„
Q = 550	„	v = 5,89	„
R = 200	„		

und es berechnet sich dann:

$$N_1 = \frac{0{,}76 + 5{,}33 + 25{,}44 + 27{,}32}{3000} \,.\, 200 = 2{,}75 \text{ Pferdekräfte.}$$

Die vorstehenden Formeln zeigen, daß die Drucke P_3 und P_4 wachsen, wenn H abnimmt, und da die Kurbel- und Gatterwellzapfen leicht warm laufen, so muß man sie nicht unnöthig belasten, darf also H nicht zu klein nehmen und muß bei constanter Geschwindigkeit c die Umgangszahl n entsprechend verringern. Auch A_3 und A_4 nehmen mit wachsendem H ab.

Die Gesammtarbeit zum Betrieb eines Gatters ist nun:

$$N = N_1 + N_2,$$

und da H = 0,5625 ungefähr einer 2 Millimeter starken

H = 0,65 „ „ 3 „ „

Säge entspricht, sich aber für c = 3,75 Meter und

s = 2 s = 3 Millimeter,

N_1 = 2,75 N_1 = 2,15 Pferdekräfte

ergiebt, ferner für feuchtes Holz bei 0,4 Meter Schnitthöhe beziehentlich

N_2 = 1,5 und N_2 = 2,26 Pferdekräfte

ausfällt, so berechnet sich die gesammte Betriebskraft auf

N = 4,25 und N = 4,41 Pferdekräfte,

während die Schnittfläche resp.

F = 0,187 und F = 0,281 Quadratmeter beträgt,

und also pro Stunde und Pferdekraft resp.

2,64 und 3,82 Quadratmeter

Holz geschnitten werden können. Bei trockenem Holze, 0,6 Meter Schnitthöhe und 3 Millimeter Blattstärke berechnet sich

$$N = 2{,}15 + 3{,}49 = 5{,}64 \text{ Pferdestärke}$$

und die pro Stunde und Pferdekraft erzeugte Schnittfläche zu

$$\frac{0{,}281 \cdot 60}{5{,}64} = 2{,}96 \text{ Quadratmetern.}$$

Nach der oben mitgetheilten Formel für den Maximaldruck auf jeden Gatterzapfen Max. $P_1 = G\left(\frac{2v^2}{gH}\right) + 1\Big)$ berechnet sich, für $G = 134$, $H = 0{,}6$, $c = 3{,}75$ oder $n = 187{,}5$, der Druck auf jedem Zapfen zu 858 Kilogrammen, und wenn man einen Druck von 40 Kilogrammen pro Quadratcentimeter zuläßt, so ergiebt sich, daß 4 Centimeter Durchmesser und 5,5 Centimeter Länge erforderlich sind.

Auf die Kugelzapfen der Gatterwelle findet ein Druck

$$P_3 = (G + L)\left(1 + \frac{2v^2}{gH}\right) = 3059{,}2 \text{ Kil.}$$

statt, so daß sie unter der Annahme, daß 1 Quadratcentimeter Querschnitt mit 60 Kilogrammen belastet werden dürfe, ungefähr 6 Centimeter Durchmesser erhalten müssen.

Die Gegengewichte an den Schwungrädern berechnet Herr Kankelwitz nach der Formel:

$$B = \frac{G + L + S}{2} + K,$$

bei welcher die nutzlos verloren gehende Arbeit A_4 ein Minimum wird, und man erhält danach

$$B = \frac{134 + 105 + 42}{2} + 20 = 160{,}5,$$

also die wirkliche Schwere der beiden Gegengewichte

$$B_1 = \frac{H}{2\varrho} = 160{,}5 \cdot \frac{0{,}6}{2 \cdot 0{,}45} = 107 \text{ Kilogr.,}$$

wenn der Schwerpunktsabstand der Gegengewichte von der Gatterwellenare $\varrho = 0{,}45$ Meter angenommen wird.

Die erforderliche Riemenbreite wird durch eine gründliche Untersuchung, welche zeigt, daß das Riemenübertragungsvermögen von dem Gewichte der Schwungräder, dem Scheibendurchmesser und der Riemenlänge abhängig ist, auf 16 Centimeter bestimmt, wobei angenommen ist, daß die Riemen nöthigenfalls 5,5 Pferdekräfte zu übertragen im Stande sein müssen, die Entfernung der Gatterwelle von der Hauptwelle nicht unter 2,5 und der Durchmesser der Riemenscheibe auf der Gatterwelle 0,75 Meter betrage, und die Riemenstärke in Centimetern so gewählt sei, daß das Product aus derselben und dem Elasticitätsmodulus des Riemens $\sigma E = 200$ zu setzen sei.

Ferner wird noch die Größe und Form der Trommeln in nähere Erwägung gezogen, da man dem Betriebe mit conischen Trommeln oft den Vorwurf macht, daß der Riemen nicht durchziehen wolle und sich schnell abnutze.

Nimmt man an, daß der größte Vorschub bei einem Mittelgatter 4,5 mal so groß, als der kleinste sein solle, so müssen die extremen Durchmesser der Trommeln (Fig. 13 und 14) der Gleichung $\frac{d_1}{d_2} : \frac{d_2}{d_1} = 1 : 4{,}5$ entsprechen, oder es muß $d_2 = 2{,}12\, d_1$ sein. Die Trommeln bekommen zweckmäßige Dimensionen, wenn ihre Länge $l = \frac{9}{2}(d_2 - d_1) + 0{,}09 = 5{,}04\, d_1 + 0{,}09$ Meter gemacht wird, und damit diese Länge nicht unbequem werde, wird man geben:

$$d_1 = 0{,}16 \quad d_2 = 0{,}34 \quad l = 0{,}9 \text{ Meter.}$$

Diese Trommeln dürfen aber nicht conisch sein, sondern müssen eine solche Gestalt erhalten, daß der Riemen in allen Stellungen eine gleiche Spannung erfährt, sonst wird der Riemen leicht über die Elasticitätsgrenze hinaus gedehnt, namentlich wenn die Entfernung der beiden Trommeln gering ist.

Endlich werden noch einige allgemeine Betrachtungen über die Wahl der Sägeblattstärke angestellt.

Da der Kraftbedarf zum Betrieb eines Gatters allgemein $N = N_1 + N_2$ ist, worin N_1 als constant, N_2 aber von der Schnittfläche F abhängig gefunden wurde (S. 43), so kann man setzen $N = N_1 + x\,F$, und den Kraftbedarf pro Quadratmeter $\frac{N}{F} = \frac{N_1}{F} + x$. Aber die Schnittfläche ist (nach S. 43) von der Sägestärke s_1 abhängig, folglich wird auch der Kraftbedarf pro Quadratmeter Schnittfläche durch $\frac{N}{C\,s} + x$ ausgedrückt werden können, woraus hervorgeht, daß die Leistung der Gatter mit der Sägestärke wächst.

Die Kosten beim Schneiden sind theils Arbeitslöhne beim Transport der Klötzer und Bretter, welche ungefähr der Schnittfläche proportional sind und sich durch $C_1 F$ ausdrücken lassen, theils solche, welche von der Betriebskraft und Abnutzung der Maschinerie und Sägen abhängig sind, die sich also durch $C_2 N_2$ repräsentiren lassen, endlich solche, welche dem zu Spänen verschnittenen Holze proportional sind, also durch $b\,W\,F$ ausgedrückt werden können, wenn b die Schnittbreite, W die Werthsdifferenz zwischen Holz und Spänen bedeutet. Als Ausdruck für die Schnittkosten von F Quadratmetern pro Minute ergiebt sich also:

$$C_1 F + C_2 N_2 + b\,W\,F$$

und wenn man hierin

$$N_2 = k\,(1 + 4{,}8\,h)\,F, \quad b = 1{,}5\,s_1$$

substituirt, so folgt für die Schnittkosten pro Quadratmeter:

$$Z = C_1 + C_2\,k\,(1 + 4{,}8\,h) + 1{,}5\,W\,s_1.$$

Diese Kosten nehmen daher mit der Sägeblattstärke ab und es wird bei Mangel an Beschäftigung eines Gatters zweckmäßig sein, nicht über 2 bis 2,5 Millimeter Blattstärke zu geben.

Zwischen der Rentabilität und Sägeblattstärke existirt

keine so einfache Beziehung. Wenn der Werth der geschnittenen Blöcke pro Quadratcentimeter um S höher ist, als derjenige der rohen Blöcke, dagegen der Transport pro Quadratmeter Schnittfläche mit C_3 bezeichnet wird, so ist der Verdienst pro Quadratmeter:

$$S - [C_3 + C_1 + C_2 k (1 + 4{,}8 h) + 1{,}5 W s_1].$$

Rechnet man nun 34 Proc. Zeitverlust, so können pro Minute 0,66 F Quadratmeter geschnitten werden und wenn

$$F = \frac{3}{32} s_1 \text{ und } S - C_3 - C_1 - C_2 k (1 + 4{,}8 h) = A$$

eingesetzt wird, so ergiebt sich der Verdienst pro Minute

$$V = \frac{1}{16} s_1 (A - 1{,}5 W s_1),$$

welcher ein Maximum wird für:

$$A = 2 . 1{,}5 W s_1.$$

Daher muß man am besten setzen

$$s_1 = \frac{A}{3 W}.$$

Nachdem Herr Kankelwitz, wie wir im Vorstehenden gesehen haben, die Mittelgatter in constructiver und mechanischer Beziehung sorgfältig behandelt hat, nimmt er die übrigen Arten blos mehr cursorisch durch.

Von der zweiten Art der Sägegatter, dem Seitengatter, zeigen die Figuren 15 bis 17 eine zweckmäßige Construction. Dasselbe besteht aus einem Mittelstiel A, an welchem durch ein übergelegtes Zugband C die beiden Riegel K befestigt sind, dem Sägeblatte S und der Spannschraube E. Die Gabel Z, in welcher die Lenkerstange anfaßt, ist durch den Bügel C gehalten und zur Führung dienen die Winkel B (Fig. 17). Die Figuren 18 und 19 geben Details in $^1/_8$ natürlicher Größe zu den Kappen, durch welche die Säge befestigt wird. B ist ein schmiedeeiserner Schraubenbolzen, an welchem die stählerne Kappe hängt, und in Letzterer ist das Sägeblatt durch drei Stahlschrauben m eingeklemmt.

Für die Seitengatter empfehlen sich besonders eiserne Gestelle, wie Fig. 20 und 21 in $\frac{1}{50}$ der natürlichen Größe darstellen. Das gußeiserne Gestell, welches an die Gattersäule A angeschraubt ist, besitzt zugleich angegossene und gehobelte schwalbenschwanzförmige Führungen, in welchen die am Sägengestell befindlichen Lager von Pockholz gehen.

Diese Gatter sind leicht (das dargestellte wiegt 72 Kilogramme und die 1,6 Meter lange Lenkerstange desselben 32 Kilogramme) und gestatten daher eine größere Geschwindigkeit bis zu 4,25 Metern. Dagegen liegen die Blöcke nie so ruhig und es lassen sich auch immer nur so starke Hölzer abschneiden, als zwischen dem Sägeblatt und Mittelstiel hindurchgehen. Unsere Quelle berechnet ein solches Gatter mit 0,525 Meter Hub und 240 Hüben, wobei sich für lufttrockenes Holz 0,8 Meter Schnitthöhe und 2,5 Millimeter Sägestärke,

die Schnittfläche F = 0,2575 Quadratmeter und
der Kraftverbrauch N = 4,48 Pferdekräfte

ergiebt.

Für die Berechnung der kleinsten Sägestärke sind dieselben Formeln anwendbar wie beim Mittelgatter, nur wird das Maximum V in dem Verhältniß der Geschwindigkeiten größer, also $\frac{4{,}2}{3{,}75}$ mal so groß. Die Berechnung zeigt, daß die Blattstärke für gewöhnlich nicht unter 2,5 bis 2,4 Millimeter hinabgehen darf.

Die dritte Art von Sägegattern, die Horizontalgatter, sind im Sägengestell sehr ähnlich eingerichtet, im Uebrigen aber mehr den Fournirsägen ähnlich. Fig. 22 und 23 geben Ansicht und Grundriß eines in $\frac{1}{50}$ der natürlichen Größe gezeichneten Horizontalgatters. Der Block liegt hier auf einem mit Bohlen abgedeckten Wagen und wird durch die in gußeisernen Hülsen k steckenden verstellbaren Stäbe i gegen Seitenbewegungen gesichert. Die Hülsen k werden durch Fußplatten in Nuthen von ein Paar nebeneinander liegenden Querriegeln des Wagens geführt und durch Schrauben gegen den Block gedrückt. Der Wagen muß schwer und seine Führungsrollen müssen ganz solid gelagert sein, weil die Säge den Wagen nach der Seite zu ziehen sucht. Die gehobelten gußeisernen Führungen c des Gatters sind an zwei Gestellsäulen A verschiebbar angebracht, um mit dem fortschreitenden Schneiden hinabgelassen werden zu können, da hier der Block fest liegt und die Säge nachrückt. Die Gattersäulen tragen zu dem Ende gehobelte gußeiserne Schlitten, in welchen Ansätze auf der Rückseite der Führungsplatte gleiten und das Hinablassen und Heben der Säge wird durch zwei Schrauben bewirkt, welche in der aus der Figur ersichtlichen Weise durch Kurbel und conische Vorgelege gedreht werden. Die Säge, deren Zähne die Form gleichschenkeliger Dreiecke besitzt, schneidet beim Vor- und Rückwärtsgange, und damit das Herauswerfen der Späne leichter erzielt werde, sind die Führungen auf der rechten und linken Seite nicht parallele Ebenen. Dadurch würde aber bewirkt werden, daß die Säge nur zu Anfang und zu Ende des Hubes in das Holz einschnitte und in der Mittelstellung in der Luft gehen würde, wenn sie nicht einen Bauch hätte; zu viel Bauch darf indessen auch nicht gegeben werden, damit die Säge nicht zu stark läuft. Die an den Führungen unmittelbar anliegenden Theile können auch nicht direct am Sägengestell befestigt werden, sondern es sind hier die oberen Führungstheile durch kurze Wellchen mit den unteren verbunden, welche von je zwei am Rahmen befestigten Lagern umfaßt werden. Endlich muß die Lenkerstange eine andere Einrichtung erhalten, indem sie am Sägen-

gestelle mit einem Universalgelenk, an der Kurbel mit Kugelzapfen angreifen muß.

Vorzüge des Horizontalgatters sind die Bequemlichkeit und Sicherheit der Auflagerung des Blockes und der Einstellung der Säge, daher es sich zum Bauholzschneiden besonders eignet, weil man dabei auf einmal sehr starke Schwarten abschneiden und den Stamm auf die beabsichtigte Balkenstärke bringen kann, während diese starken Schwarten später gelegentlichst zu Brettern geschnitten werden können.

Bei einem solchen Gatter mit 0,523 Meter Hub, 200 bis 240 Hüben, 3,48 bis 4,18 Metern Sägengeschwindigkeit, 2 Millimeter Sägeblattstärke, 12 Millimeter Zahnlänge, 6 Millimeter Zahnbreite am Blatt und 19 Millimeter Zahnabstand beobachtete Herr Kankelwitz, daß in 12 Stunden Arbeitszeit 9 feuchte kieferne Blöcke von durchschnittlich 0,4 Meter Stärke zu ungesäumten Brettern verschnitten werden konnten, wobei 80 bis 90 Schnitte gemacht wurden und der größte Vorschub bei 4 bis 4,5 Millimet. Schnittstärke und 0,2 Met. Schalbrettbreite 10 Millimeter pro Hub betrug. Dieser Vorschub ist auffallend stark, verlangt aber auch einen stärkeren Schrank. Das Product aus dem Vorschube pro Hub δ in Millimetern und der Schnitthöhe h in Metern stieg von 2,5 bis 3,2, wenn täglich 3 bis 4 neu geschärfte Sägeblätter eingesetzt wurden. Uebrigens ist zu bemerken, daß die für die Mittelgatter gefundenen Formeln für diese Art von Gattern nicht ohne wesentliche Modificationen anwendbar sind.

Die zweite Abtheilung der Sägegatter, die Bundgatter, bei welchen so viel Sägen in dem Rahmen befestigt sind, als parallele Schnitte auf einmal gemacht werden sollen, verlangen besonders gut geführte, aber leicht construirte Rahmen, welche in der Hauptsache wie bei den Mittelgattern einzurichten sind. Eine zweckmäßige Construction repräsentiren die Figuren 24, 25 und 26 auf Tafel 3 ungefähr im Maaßstabe von $\frac{1}{40}$ der natürlichen Größe. Bei derselben besteht der Rahmen aus zwei Stielen b von Kiefernholz und zwei gußstählernen Schienen ss, welche mittelst gußeiserner Platten an Ersteren befestigt sind. Die langen Schraubenbolzen c halten den Rahmen zusammen und die Zapfen für die Lenkerstangen sind am oberen Ende befestigt. Dieser Rahmen, welcher etwa vierzehn Blätter von 2,4 Millimeter Stärke aufnehmen kann, wiegt ohne Sägen 200 Kilogramme. Wie die Figuren zeigen, sind nicht nur die Stiele des Rahmens, sondern auch die Lenkerstangen innerhalb der Wagenbäume angebracht. Die Führungen i sind quadratische eiserne Stangen, welche auf gußeisernen Stielen e befestigt sind, die ihrerseits an den Etagenbalken angeschraubt und durch gußeiserne Querriegel unter einander fest verbunden sind, was eine genauere Führung gestattet. Wie bei allen schnellgehenden Sägegattern thut man wohl, die Gatterwelle nicht wie gewöhnlich auf elastische hölzerne Angewelle zu lagern, sondern gußeiserne Lagerböcke oder Sandsteinpfeiler anzuwenden; eine derartige Aufstellung sichert sehr gegen das Warmgehen.

Auf die Bundgatter lassen sich dieselben Formeln anwenden, als bei den Mittelgattern, wenn einige geringe Modificationen gemacht werden. Da jedoch der Ausdruck für N_1 ziemlich complicirt ist, so giebt Herr Kankelwitz dafür einen bequemeren Näherungsausdruck, nämlich:

$$N_1 = \frac{c\, c_1^2\, s \sqrt{s}}{H^2} \cdot \frac{40 + z}{5000},$$

worin c und c_1 die Sägengeschwindigkeiten, für welche das Gatter construirt ist und mit welchen es arbeitet, z die Zahl der eingehängten Sägen (12 bis 14 Stück bei 0,7 bis 0,75 Meter Gatterweite), H und s wie früher den Hub und die Sägeblattstärke bedeuten. So lange c und c_1 innerhalb der Grenzen 2,25 bis 3,25 Meter, s zwischen 1,5 und 2,5 Millimeter, H zwischen 0,45 und 0,7 Meter liegt, läßt dieser Ausdruck die Bestimmung der zum Leergange erforderlichen Arbeit bis auf eine halbe Pferdekraft genau zu. Für die zum Schneiden erforderliche Arbeit hat man

$$N_2 = k \left(1 + 4 \frac{H s}{\delta}\right) F \text{ oder } = k\,(1 + 4{,}8\, h)\, F,$$

wenn $\delta = \frac{s_1 H}{1{,}2\, h}$ angenommen werden kann. Für h ist hier die größte Schnitthöhe zu nehmen, wenn nicht alle Blätter gleiche Schnitthöhe haben.

Die Vergleichung der Rechnung mit den von Herrn Professor Schneider und Dr. Weiß in Dresden in der Hohlfeld'schen Schneidemühle zu Schandau angestellten Beobachtungen*) zeigt nicht unbedeutende Differenzen in Bezug auf die Größe N_1, aber eine (mit Rücksicht auf die durch den Feuchtigkeitsgrad des Holzes hervorgerufenen Schwankungen) im Ganzen befriedigende Uebereinstimmung in Bezug auf den totalen Arbeitsaufwand N.

Oft wird dieser Arbeitsbedarf durch Formeln von der Form

$$x + y\, z$$

ausgedrückt wo z die Zahl der Sägeblätter bedeutet. Diese Form ist auch ganz richtig, denn sie läßt sich aus den Früheren ableiten. Es ist nämlich in dem obigen Ausdrucke für die Schnittfläche F (S. 43) statt h blos ein Theil h_1 einzusetzen, gleich der mittleren Schnitthöhe sämmtlicher Sägen, also wird

$$F = \frac{n s_1 z h_1 H}{1200\, h} = \frac{s_1 h_1 z}{400}\, c,$$

wenn man die Sägengeschwindigkeit $c = \frac{nH}{30}$ einführt. Für $s_1 = 2{,}4$, $c = 3$, $h = 0{,}5$, $h_1 = 0{,}75 . 0{,}5 = 0{,}375$, wird

*) Vergl. hierüber eine Notiz im Literatur- und Notizblatte des 6. Bandes dieser Zeitschrift S. 86.

$F = 0{,}135\,z$ und daher nach der letzten Näherungsformel für $H = 0{,}6$ der Arbeitsaufwand zum Leergange:

$$N_1 = \frac{3^3 \cdot 2{,}4\sqrt{2{,}4}}{0{,}6^2} \cdot \frac{40 + z}{5000} = 2{,}17 + 0{,}0542\,z,$$

$$N_2 = 2{,}75\,(1 + 4{,}8 \cdot 0{,}5) \cdot 0{,}135\,z = 1{,}2623\,z,$$

also

$$N = N_1 + N_2 = 2{,}17 + 1{,}3165\,z.$$

Unter Hinzurechnung von 0,85 Pferdekräften für die Transmissionswiderstände kann man also setzen:

$$N = 2{,}5 + 1{,}3\,z \text{ Pferdekräfte},$$

z. B. für 12 Sägen $N = 18$ Pferdekräfte.

Bei sonst gleichen Gattern und 3 Metern Geschwindigkeit erhält man

$$N = 2{,}5 + z \text{ Pferdekräfte}.$$

Ueber die Construction der Schwungräder.

(Nach Armengaud's Publication Industrielle Vol. XIII.)

(Hierzu Tafel 5 und 6.)

Die Schwungräder sind mehr oder weniger schwere Räder, welche auf eine Kraftwelle aufgesteckt werden, um die Umdrehungsgeschwindigkeit derselben zu reguliren. Sie finden wohl die häufigste Anwendung bei den Dampfmaschinen, für welche sie im Jahre 1757 durch Keane Fitzgerald zuerst vorgeschlagen wurden, aber so häufig sie angewendet werden, so sieht man doch, daß die Constructeurs das Gewicht der Schwungringe theils blos nach dem Gefühl, theils nach sehr verschiedenen Regeln bestimmen müssen. Es kommt dies wohl davon her, daß einerseits die theoretische Bestimmung nicht ganz einfach ist und bei unrichtigem Verständniß auf grobe Schnitzer führen kann, andrerseits aber der Glaube vorhanden ist, daß die Kraft eines Schwungrades unbedenklich innerhalb sehr weiter Grenzen schwanken könne, was jedoch nicht ganz richtig ist. Denn, wenn auch ein Schwungrad ein um so besserer Regulator sein wird, je schwerer es ist, so wird doch ein zu großes Gewicht desselben eine sehr bedeutende Zapfenreibung verursachen und kann sogar zu Brüchen und andern Unfällen Anlaß werden.

Im Nachstehenden sollen einfache Formeln zur Berechnung der Schwungräder mitgetheilt und hieran Beispiele für die üblichsten Constructionen der Schwungräder und die Verbindung ihrer Theile angeschlossen werden.

Die Anwendung eines Schwungrades wird erforderlich, wenn

1) entweder der zu überwindende Widerstand ein ungleichförmiger ist, oder

2) die Kraftwelle eine ungleichförmige Bewegung besitzt, sei es nun, daß die Kraftmaschine selbst nicht gleichförmig arbeitet, oder in der Uebertragung der Bewegung vom Motor auf die Arbeitsmaschine Ungleichförmigkeiten vorkommen.

Für ersteren Fall kann ein durch ein Wasserrad getriebenes Walzwerk als Beispiel dienen, indem hier durch das Einschieben eines neuen Stabes eine höchst auffallende Vermehrung des Widerstandes gegen den Leergang hervorgebracht wird. Wollte man hier kein Schwungrad anbringen, so würde das Wasserrad in den meisten Fällen stehen bleiben, da es nicht im Stande sein würde, auf einmal so viel Wasser aufzunehmen, um diesen Widerstand zu besiegen und zugleich die Walzen in die zum Arbeiten erforderliche Geschwindigkeit zu versetzen. Ist dagegen auf einer der Zwischenwellen ein Schwungrad aufgebracht, so muß beim Leergange das Wasserrad ein Uebermaaß von Kraft entwickeln, um die Trägheit heit des Schwungrades zu überwinden und ihm eine gewisse Geschwindigkeit mitzutheilen. Es wird nun zwar durch einen eingeschobenen Stab immer noch eine Verzögerung der Geschwindigkeit herbeigeführt werden, dieselbe wird aber viel geringer sein, weil das Schwungrad dagegen einen Widerstand leistet, welcher dem Uebermaaß von Arbeit entspricht, welches zu seiner Ingangsetzung aufgewendet werden mußte. Das Schwungrad ist also das Magazin für die vom Motor beim Leergange verrichtete überschüssige Arbeit und restituirt dieselbe während der Arbeitsperiode des Walzwerkes, es schränkt auf diese Weise die Maxima und die Minima der Geschwindigkeiten, welche die Arbeitsmaschine zeigen würde, auf engere Grenzen ein.

Als Beispiel für den zweiten Fall wollen wir eine Dampfmaschine betrachten, welche eine Arbeitsmaschine von gleichförmigem Widerstande, z. B. einen Mahlgang, treibt. Hier zeigt der Motor selbst Unregelmäßigkeiten in seinem Gange, z. B. in den todten Punkten der Kurbel ist die Kraft gleich Null, im halben Hube am größten, und wenn die Maschine überdies mit Expansion arbeitet, so sind die

Pressungen in verschiedenen Punkten des Hubes so unegal, daß die getriebene Maschine höchst auffallende periodische Schwankungen der Geschwindigkeit zeigen müßte, wenn nicht das Schwungrad, welches als Kraftmagazin zwischen den Motor und die Mahlgänge eingeschaltet ist, die momentanen Ueberschüsse absorbirte und sie möglichst ausgliche. Es kann keine ganz regelmäßige Geschwindigkeit herstellen, denn eine träge Masse kann lebendige Kraft weder aufnehmen, noch abgeben, ohne eine Beschleunigung oder Retardirung seiner Geschwindigkeit zu erfahren, indessen werden diese Geschwindigkeitsänderungen um so geringer sein, je größer verhältnißmäßig die träge Masse ist.

Eine träge Masse, welche in dieser Weise zur Regulirung der Geschwindigkeit benutzt werden soll, muß natürlich sorgfältig im Schwerpunkte unterstützt und symmetrisch um die Schwerare vertheilt sein. Man wendet daher einen schweren Ring an, welcher mittelst Armen und Nabe auf der Welle reitet, sorgfältig centrirt und so geformt ist, daß er beim Durchschneiden der Luft keinen starken Widerstand erfährt, aber auch nicht weist. Gewöhnlich beachtet man die Masse der Arme und Nabe gar nicht, sondern macht diese Theile möglichst leicht und concentrirt alle Massen möglichst im Ringe, wo sie ein größeres Trägheitsmoment besitzen. Aus demselben Grunde bringt man die Schwungräder auf schnell gehenden Wellen an und giebt ihnen starke Durchmesser, da die lebendige Kraft mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst; es darf aber hierbei nicht vergessen werden, daß mit der Größe auch die Gefahr des Zerrissenwerdens (in Folge der Centrifugalkraft) wächst.

Nach Morin lassen sich die erforderlichen Massen durch folgende einfache Betrachtungen ableiten.

Bezeichnet

M die Masse des Schwungringes in Kilogrammen,
v die Geschwindigkeit im mittleren Umfange in Metern pro Secunde,

so ist eine Arbeit

$$T = \frac{1}{2} M v^2 \text{ Kilogrammmeter}$$

erforderlich, um der Masse M die Geschwindigkeit v mitzutheilen. Geht die Masse M aus der Geschwindigkeit v_1 in die Geschwindigkeit v_2 über, so verrichtet oder beansprucht sie die Arbeit

$$T = \frac{1}{2} M (v_2^2 - v_1^2) = \frac{1}{2} M (v_2 + v_1)(v_2 - v_1)$$
$$= M v (v_2 - v_1),$$

wenn v = der mittleren Geschwindigkeit zwischen den beiden extremen Werthen v_1 und v_2 gesetzt wird.

Führt man statt der Masse M das Gewicht P des Schwungringes ein und setzt man die Stärke der Variation der Geschwindigkeit, also das Verhältniß $\frac{v_2 - v_1}{v} = \frac{1}{n}$, so erhält man:

$$T = \frac{P}{g} \cdot v^2 \left(\frac{v_2 - v_1}{v}\right) = \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{n},$$

woraus sich umgedreht ergiebt:

$$P = \frac{n g T}{v^2}.$$

Diese Formel könnte dazu dienen, das erforderliche Gewicht des Schwungringes zu bestimmen, wenn der Ungleichförmigkeitscoefficient n und die Arbeit T bekannt wäre, welche durch die Ungleichförmigkeit der Geschwindigkeiten hervorgerufen wird.

Wir werden jetzt die Letztere zu bestimmen suchen, wobei wir die Widerstände als constant ansehen und nur die Variationen in der Bewegung der Dampfmaschine selbst in's Auge fassen. Die Berücksichtigung der Variationen der Widerstände wäre ganz unmöglich, da sie nicht regelmäßig sind; um aber die Vermehrung und Verminderung derselben, z. B. durch Aus- und Einrücken von Arbeitsmaschinen, unschädlich zu machen, bringt man bekanntlich einen Regulator an, der die Drosselklappe nach Bedarf öffnet und schließt. Damit ein Schwungrad die beabsichtigte Wirkung äußern könne, muß die Arbeit der Widerstände eine periodische sein und nach einer gewissen Zeit die Summe der treibenden Kräfte der Summe der Widerstände gleich werden.

Bei den Dampfmaschinen wird die geradlinig hin- und hergehende Bewegung des Dampfkolbens durch eine Lenkerstange und Kurbel auf die Welle des Schwungrades übertragen und selbst, wenn der Druck auf den Kolben während des ganzen Hubes ein constanter ist, so ist die Kraft in der Warze der Kurbel eine variable, weil die Lenkerstange nicht tangential am Kurbelkreise angreift, sondern in schräger Richtung. Wäre die Lenkerstange unendlich lang, d. h. das Verhältniß zwischen ihrer und der Kurbellänge unendlich groß, so würde diese Stange stets parallel zu der durch den Mittelpunkt der Welle gehenden Axe schieben, und in der Stellung der Kurbel, wo sie rechtwinklig zur Axe steht, würde die ganze Stangenkraft auf Drehung der Kurbel verwendet werden, in jeder anderen Stellung aber nur derjenige Theil der Stangenkraft, welcher dem Sinus des Drehungswinkels der Kurbel entspricht.

Bezeichnet man die Stangenkraft mit N und die die Drehung der Warze bewirkende Tangentialkraft mit S, so sind bei einer halben Drehung die bezüglichen Wege 2r und πr, wenn r den Halbmesser und π die Ludolf'sche Zahl bedeutet, folglich erhält man den mittleren Werth der Tangentialkraft durch

$$S = \frac{2N}{\pi} = 0{,}6366\ N;$$

eben so stark darf der constante Widerstand sein und man

sieht nun, daß die Tangentialkraft, welche in den beiden todten Punkten gleich Null, in den Quadranten der Einheit gleich ist, während eines Theiles des Weges den constanten Widerstand übertrifft, und während des übrigen Weges selber ebenso stark davon übertroffen wird.

Man kann die Werthe der Kraft S in der Warze leicht durch Construction finden, wenn man einen Halbkreis beschreibt, dessen Umfang in eine bestimmte Zahl von gleichen Theilen theilt und für jeden Theilpunkt die axiale Kraft N nach dem Radius und der Tangente zerlegt. Trägt man dann den Umfang des Halbkreises auf einer geraden Linie auf und theilt man dieselbe in ebenso viel gleiche Theile, als man am Halbkreise gemacht hat, benutzt man diese Linie als Abscissenaxe und trägt man in den Theilpunkten die durch Construction gefundenen zugehörigen Werthe von S als Ordinaten auf, so erhält man durch Verbindung der Endpunkte der Ordinaten eine Curvenfläche, welche die während des halben Umganges von der Warzenkraft verrichtete Arbeit repräsentirt. Diese Construction wird sehr einfach, wenn man den Halbmesser des Warzenkreises zugleich auch die Kraft N ausdrücken läßt, denn dann sind die aus den Theilpunkten des Kreises auf den Durchmesser gefällten Perpendikel nach demselben Maaßstabe die gesuchten Werthe von S.

Hat man nun ein derartiges Diagramm für die Arbeit der Warzenkraft verzeichnet, so ist es interessant, darein auch das Diagramm für die Arbeit des constanten Widerstandes einzutragen. Dasselbe ist ein Rechteck, welches dieselbe Basis (nämlich den halben Umfang des Warzenkreises) und eine Ordinate $= 0{,}6366$ von der Kraft N besitzt. Es durchschneidet die Curve des Diagrammes der Warzenkraft in zwei Punkten und fällt in der Nähe der End- oder todten Punkte außerhalb der Letzteren, was bedeutet, daß während dieses Theiles des Laufes die Arbeit des Widerstandes größer ist, als die Arbeit der treibenden Kraft, wogegen um die Mitte des Hubes herum das Entgegengesetzte stattfindet. Die Durchschnittspunkte sind diejenigen Punkte, wo die Kräfte gleich sind, also die mittlere Geschwindigkeit v eintritt, der Anfangs- und Endpunkt der Abscisse entspricht der Minimalgeschwindigkeit, der Scheitel der Curve der Maximalgeschwindigkeit, und der außerhalb des Diagrammes der Arbeit des Widerstandes gelegene Theil des Diagrammes der Arbeit der treibenden Kraft entspricht dem Ueberschuß von Arbeit T, welcher durch das Schwungrad ausgeglichen werden muß.

Führt man die Construction genau aus und berechnet man den Flächeninhalt des Diagrammes sorgfältig, so ergiebt sich, daß dieser Ueberschuß 0,2105 von der ganzen Arbeit beträgt, also findet bei der Kurbelbewegung, unter Voraussetzung einer unendlich langen Lenkerstange und der Arbeit mit vollem Dampfe, periodisch, bei jeder Umdrehung ein Ueberschuß oder ein Minus von Arbeit statt gleich 0,2105 von der gesammten während eines Kolbenhubes entwickelten Arbeit.

Ist nun N die Anzahl Pferdekräfte, welche eine Maschine leistet, m die Anzahl der Umdrehungen pro Minute, so ergiebt sich die Arbeit pro Hub

$$= \frac{75 \,.\, 60 \,.\, N}{2 \,.\, m} = 2250 \,\frac{N}{m'},$$

und sonach

$$T = 0{,}2105 \,.\, 2250 \,\frac{N}{m} = 473{,}6 \,\frac{N}{m}.$$

Führt man dies in den oben für das Gewicht des Schwungringes gefundenen Ausdruck ein, so wird:

$$P = \frac{n \,.\, g \,.\, T}{v^2} = \frac{n \,.\, 9{,}81 \,.\, 473{,}6 \,.\, N}{m\, v^2} = 4647 \,.\, \frac{n\, N}{m\, v^2}.$$

Diese Formel muß einen andern numerischen Coefficienten erhalten, wenn die Lenkerstange nicht so lang ist, daß der Einfluß des schiefen Abschiebens vernachlässigt werden kann. In diesem Falle giebt die oben beschriebene Construction keine symmetrische Curve mehr für die Arbeit und der negative Arbeitsüberschuß, d. h. derjenige Theil der Fläche des Diagrammes der Arbeit des Widerstandes, welcher in's Freie fällt, ist größer, als im vorigen Falle. Er beträgt bei einer Lenkerstange, welche 5 mal so lang, als die Kurbel ist, 0,255 von der während des Hubes verrichteten Arbeit, so daß sich ergiebt:

$$T = 0{,}255 \,.\, 2250 \,\frac{N}{m} = 574 \,\frac{N}{m} \text{ und}$$

$$P = 9{,}81 \,.\, 574 \,\frac{n\, N}{m\, v^2} = 5630 \,\frac{n\, N}{m\, v^2}.$$

Sei z. B. das Schwungrad für eine 30pferdige Dampfmaschine ohne Expansion zu berechnen, welche 60 Spiele pro Minute macht und einen Ungleichförmigkeitsgrad $\frac{1}{n} = \frac{1}{40}$ gestattet, so wird man zunächst annehmen können, daß die Schwungradwelle effectiv $^2/_3 \,.\, 30 = 20$ Pferdekräfte überträgt und, wenn das Schwungrad 4 Meter Durchmesser erhalten kann, so ergiebt sich

$$v = \frac{4 \,.\, \pi \,.\, 30}{60} = 6{,}28 \text{ Meter},$$

also das erforderliche Gewicht des Schwungringes

$$P = 5630 \,.\, \frac{40 \,.\, 20}{30 \,.\, (6{,}28)^2} = 3806 \text{ Kilogramme},$$

und der Querschnitt des Schwungringes (das Gewicht von 1 Cubikmeter Gußeisen $= 7200$ Kilogramm. gesetzt) zu

$$\frac{3806}{7200 \,.\, 4 \,.\, \pi} = 0{,}0421 \text{ Quadratmeter}.$$

Könnte man einen Durchmesser von 5 Metern anwenden, so würde man die Umfangsgeschwindigkeit $\frac{5}{4}$ mal so groß, als im vorigen Falle, daher das erforderliche Ge-

wicht blos $\left(\frac{4}{5}\right)^2 = \frac{16}{25} = 0{,}64$ so groß erhalten, also an Gewicht ersparen können:

$$3806 - 0{,}64 \,.\, 3806 = 1370 \text{ Kilogramme.}$$

Oder wäre das Schwungrad auf einer Zwischenwelle aufgesteckt, welche 45 Umdrehungen pro Minute macht, so würde blos ein Schwungrad von 4 Metern Durchmesser und

$$\left(\frac{30}{45}\right)^2 \cdot 3806 = 1692 \text{ Kilogrammen}$$

Gewicht erforderlich sein, weil m und v jetzt $\frac{45}{30} = \frac{3}{2}$ mal so groß, als im ersten Beispiele ausfallen.

Im Allgemeinen läßt sich also das Gewicht des Schwungrades durch die Formel:

$$P = K \frac{n N}{m v^2}$$

ausdrücken, in welcher der Coefficient K für die verschiedenen Arten von Anwendungen verschiedene Größen erhalten muß, und es ist jetzt unsere Aufgabe, den Weg anzuzeigen, wie dieser Coefficient leicht ermittelt werden kann.

Betrachten wir zunächst die Expansionsdampfmaschinen, so wird man nicht nur der abnehmenden Spannung des Dampfes, sondern auch dem Gegendrucke der Atmosphäre oder des Condensators Rechnung zu tragen haben. Graphisch bestimmt man die Warzenkraft folgendermaaßen: Nachdem man erst die Curve der Arbeit unter der Voraussetzung eines constanten Kolbendruckes und einer unendlich langen Lenkerstange verzeichnet hat, wie es früher gezeigt wurde, so beschreibt man mit demselben Halbmesser einen Halbkreis, dessen Durchmesser also den Kolbenhub bedeutet, und darunter ein Rechteck, dessen Ordinate dem Anfangsdrucke entspricht, giebt sich den Punkt an, wo die Expansion beginnen soll und errichtet nun auf dem übrigen Theile des Hubes Ordinaten, deren Länge den daselbst nach dem Mariotte'schen Gesetze stattfindenden Pressungen entspricht. Zieht man durch die Endpunkte eine Curve, so repräsentirt der Inhalt dieser Figur die Arbeit des Dampfes im Cylinder. Man hat nun die gefundenen Ordinaten mit dem Sinus des Drehungswinkels zu multipliciren und in gleicher Weise wie vorher anzutragen, wodurch man für denjenigen Theil der Arbeitscurve, welcher dem expandirenden Dampfe angehört, eine mit der Convexität nach unten gekehrte Curve erhält. Trägt man aber wie früher das Diagramm der Arbeit des Widerstandes auf, so schneidet dasselbe auch den gesuchten Ueberschuß T ab.

Führt man diese Construction für den Fall aus, wo während $^4/_5$ des Hubes expandirt wird, so findet man, daß die den Ueberschuß repräsentirende Fläche ca. 0,3 von der die Arbeit darstellenden Fläche beträgt. Man hat also

$$T = 0{,}3 \,.\, 2250 \frac{N}{m} = 675 \frac{N}{m} \text{ und}$$

$$P = 9{,}81 \,.\, 675 \frac{N n}{m v^2} = 6621{,}75 \frac{N n}{m v^2}.$$

Trägt man auch noch dem Gegendrucke im Condensator und dem schiefen Abschieben der Lenkerstange Rechnung, so findet sich bei einer fünffachen Lenkerstange, (d. h. einer solchen, welche 5 mal so lang als die Kurbel ist)

$$K = 7619{,}3,$$

und wenn während $^9/_{10}$ des Hubes expandirt wird,

$$K = 9000.$$

Wesentlich niedriger fallen die Unregelmäßigkeiten aus, wenn zwei Maschinen an dieselbe Schwungradwelle gekuppelt sind, und auch hier läßt sich das graphische Verfahren zur Ermittelung des Ueberschusses T benutzen. Man verzeichnet zu dem Ende die Arbeitscurven für jede Maschine und addirt die entsprechenden Ordinaten, wodurch man eine Arbeitscurve erhält, welche der Summe der Arbeiten der beiden Maschinen entspricht. Zeichnet man hierauf die Arbeitscurve des Widerstandes ein, so schneidet diese den gesuchten Ueberschuß ab. Nimmt man bei zwei gekuppelten Maschinen einen gleichförmigen Dampfdruck während des ganzen Hubes und unendlich lange Lenkerstangen an, so ergiebt sich ein Ueberschuß gleich 0,02205 der totalen Arbeit, also

$$K = 487$$

und, wenn die Lenkerstangen blos 5 mal so lang, als die Kurbeln sind,

$$K = 1545.$$

Dieses Beispiel zeigt zugleich, von welchem Einflusse die Länge der Lenkerstangen ist.

Sind gar drei Maschinen an dieselbe Welle gekuppelt, so ergiebt sich bei fünffachen Lenkerstangen und Arbeit ohne Expansion:

$$K = 478.$$

Wird dagegen expandirt, so findet man bei zwei gekuppelten Maschinen mit 5 Atmosphären Spannung und $^1/_{10}$ Atmosphäre Condensatordruck und fünffachen Lenkerstangen

$$K = 1850,$$

und bei drei gekuppelten Maschinen

$$K = 663.$$

Wenn derartige Constructionen genügend genaue Resultate geben sollen, so muß man sie natürlich in großem Maaßstabe und recht accurat ausführen.

Hat man übrigens den Coefficienten K gefunden, so bleibt noch der Coefficient n zu bestimmen, welcher angiebt, innerhalb welcher Grenzen die Geschwindigkeiten veränderlich sein dürfen. Derselbe ist von dem System der Maschine unabhängig und richtet sich nur nach den Wünschen des Abnehmers in Bezug auf die Gleichförmigkeit der Bewegung des Motors, sowie nach dem Usus der Maschinenbauer; man muß ihn also aus guten Beispielen ableiten. Vorher

theilen wir aber noch nachstehende, theilweise aus Morin's Leçons de Mécanique pratique entlehnte Tabelle über die Werthe von K und K n mit, welche verschiedenen Arten von Dampfmaschinen entsprechen, und bemerken, daß dieselben abgerundet sind und die Leistungen der Maschinen N in Kilogrammmetern angegeben sind, sodaß die Formel $P = K \cdot \frac{N n}{m v^2}$ sich schreibt:

$$P = K n \cdot \frac{N}{75 \cdot m \cdot v^2} = K n \cdot \frac{N}{m \cdot \left(\frac{\pi d m}{60}\right)^2 \cdot 75} = 4{,}867\, K n \frac{N}{d^2 m^3},$$

wenn d den mittleren Durchmesser des Schwungrades bedeutet.

		K	Werth von K n für n = 40	50	60
Eincylindrige Balanciermaschinen.					
Voller Dampf mit oder ohne Condensation	Lenkerstangenlänge = 6fach	5225	209000	261250	313500
	" = 5 "	5530	221200	276500	331800
	" = 4 "	5830	233200	291500	349800
Dampfspannung = 5 Atmosphären. Expansion und Condensation. 5fache Lenkerstange.	Dampffüllung während 1/3 des Hubes	7200	288000	360000	432000
	" " 1/4 " "	7620	304800	381000	457200
	" " 1/5 " "	7845	314800	392250	470700
	" " 1/6 " "	8100	324000	405000	486000
	" " 1/8 " "	8450	338000	422500	507000
Hochdruck mit Expansion, aber ohne Condensation. 5fache Lenkerstange.	5 Atmosphären. Dampffüllung 1/2	7080	283200	354000	424800
	5 Atmosphären. Dampffüllung 1/3	8185	327400	409250	491100
	5 Atmosphären. Dampffüllung 1/4	9220	368800	461000	553200
	5 Atmosphären. Dampffüllung 1/5	10230	409200	511500	613800
	6 Atmosphären. Dampffüllung 1/2	6975	279000	348750	418500
	6 Atmosphären. Dampffüllung 1/3	7950	318000	397500	477000
	6 Atmosphären. Dampffüllung 1/4	8915	356600	445750	434900
	6 Atmosphären. Dampffüllung 1/5	9695	387800	486000	582000
	6 Atmosphären. Dampffüllung 1/6	10650	426000	532500	639000
Zweicylindrige Maschinen mit Expansion und Condensation.					
Spannung 4,5 Atmosphären Lenkerstangenlänge 5fach	4,5fache Expansion im großen Cylinder	5540	221600	277000	332400
	7,5fache Exp. bei 2/3 im kleinen Cyl. beginnend	6030	241200	301500	361800
Maschinen mit Schlittenführung.					
Eincylindrige Maschinen. 5fache Lenkerstange.	Voller Druck, mit oder ohne Condensation	5590	223600	279500	335400
	5 Atmosph. und Condens. Füllung 1/5	7620	304800	381000	457200
	5 Atmosph. und Condens. Füllung 1/10	9000	360000	450000	540000
	6 Atmosph., ohne Condens., Füllung 1/4	8600	344000	430000	516000
Zwillingsmaschinen	Volldruck mit oder ohne Condensation	1545	61800	77250	92700
	5 Atmosphären Condensation. Füllung 1/5	1850	74000	92500	110000
	5 Atmosphären Condensation. Füllung 1/10	2155	86200	107750	129300
Dreifach gekuppelte Maschine	Volldruck mit oder ohne Condensation	478	19120	23900	28800
	5 Atmosphären Condensation Füllung 1/5	663	26520	33150	39780
	5 Atmosphären Condensation Füllung 1/10	780	31200	39000	46800
Oscillirende Maschinen, Hochdruck.					
5 Atmosphären Spannung, Condensation, Expansion von 1/3 des Hubes ab		7440	297600	372000	446400
6 " " ohne " " " 1/2 " " "		7290	291600	364000	437400
Einfach wirkende Maschinen.					
Volldruck, mit oder ohne Condensation, 5fache Lenkerstange		24390	975600	1219500	1463400

Was die Größe des Werthes n anlangt, so zeigt die Vergleichung gegen früher, daß man damit von 32 bis 35 auf 40 und 50 gestiegen ist, und daß das Maximum für Spinnereimaschinen jetzt 80 beträgt.

Zur Berechnung dieses Coefficienten hat man die Formel: $$n = \frac{P d^2 m^3}{4{,}867\, K N} = 0{,}2056 \frac{P d^2 m^3}{K N},$$

und wenn man hiernach die Größe desselben für gegebene Maschinen bestimmt, so zeigt sich, daß derselbe bei derselben Maschine nicht nur von der Umdrehungsgeschwindigkeit, sondern auch von der Stärke abhängig ist, welche bei Maschinen mit variabler Expansion sich rasch verändern läßt.

Betrachten wir beispielsweise eine horizontale Dampfmaschine von Bréval, welche bei 20 Pferdekräften mit 4 Atmosphären und 50 Umdrehungen pro Minute arbeitet, auf $^4/_5$ des Hubes expandirt und 0,1 Atmosphäre Condensatordruck hat. Da die Lenkerstange nur 4 mal so lang als die Kurbel, das Schwungrad 3,5 Meter hoch und 2780 Kilogramme schwer ist, so muß man für K annehmen 8000 und erhält $n = 0{,}2056 \cdot \frac{2780 \cdot (3{,}5)^2 \cdot 50^3}{20 \cdot 75 \cdot 8000} = 73.$

Wird aber die Stärke der Maschine durch Ausdehnung der Arbeit mit vollem Dampf auf $^2/_3$ des Hubes bis zu 30 Pferdekräften erhöht, so hat man für K zu nehmen 7400 und erhält $n = 73 \cdot \frac{8000 \cdot 20}{7400 \cdot 30} = 46.$

Verändert man die Geschwindigkeit, indem man bei sonst gleichen Verhältnissen, also $^1/_5$ Füllung, die Maschine $\frac{30}{20} \cdot 50 = 75$ Umdrehungen pro Minute machen läßt, um eine Leistung von 30 Pferden zu erzielen, so ergiebt sich:

$$n = 73 \cdot \left(\frac{75}{50}\right)^3 \cdot \frac{20}{30} = 164.$$

Dieses Beispiel zeigt, daß der Coefficient n keinen bestimmten Werth besitzt; es giebt aber einen Grenzwerth für das Gewicht des Schwungrades, nämlich denjenigen, wo die lebendige Kraft des Schwungrades für die Festigkeit der Maschine gefährlich werden könnte. Diese lebendige Kraft ist nämlich: $$\frac{P v^2}{g} = K \frac{n N}{g m},$$

und die lebendige Kraft des Motors läßt sich schreiben:

$$2 \cdot 75 \cdot N = 150\, N,$$

also verhalten sich diese beiden lebendigen Kräfte wie

$$K \frac{n N}{g m} : 150\, N = \frac{K n}{150 \cdot g m} : 1.$$

Für zwei gleich starke Maschinen ist dieses Verhältniß umgekehrt proportional den Umdrehungsgeschwindigkeiten und die Gefahr eines Wellenbruches ist bei der langsamer gehenden Maschine größer.

Um solchen Brüchen vorzubeugen, hat man bei Maschinen, welche heftigen Stößen ausgesetzt sind, auch besondere Einrichtungen getroffen. Das Schwungrad sitzt nämlich mittelst einer Frictionskuppelung auf der Welle fest, welche bei ungewöhnlich starken Widerständen dem Schwungrade zu gleiten gestattet. Diese Einrichtung erscheint für viele Fälle sehr empfehlenswerth.

Nachstehende Tabelle zeigt für verschiedene Maschinen diejenigen Elemente, welche für n von Einfluß sind.

Nummer.	Erbauer	System.	Verwendung.	Leistung in Pfr. N	Umdrehungen pro Minute m	Anfangsdruck des Dampfes. Atm.	Expansionscoefficient	Condensation	Schwungrad: Ring: Durchmesser Meter	Ring: Geschwind. Meter	Ring: Gewicht P	Coefficient: K	Coefficient: n
1	Hick & Rothwell	Balanciermaschine	Wasserhebung	40	18	1,2	0	ohne	6,427	6,057	5184	5225	16,0
2	Cavé	Oscillir. Cylinder	Mahlmühle	40	30	6,5	6	ohne	8,000	12,560	11000	7800	167,0
3	Cail & Co.	Horizont. Masch.	Destillation	8	52	5	6	ohne	3000	8168	1100	10000	47,7
4	Bréval	Desgl.	Weberei, grobe	20	50	4	5	ohne	3500	9162	2780	8000	73,0
5	Bourdon	Horiz. Zwillingsm.	Mahlmühle	48	75	4	5	ohne	4000	15700	2000	1850	413,0
6	Legavrian	Desgl.	Kupferwalzwerk	35	38	3,5	10	ohne	6000	11938	9930	9000	171,0
7	Rouffet	Einf. horiz. Masch.	Mahlmühle	20	45	5	5	ohne	4300	10125	2246	7620	68,5
8	Bourdon	Desgl.	—	25	30	3,5	5	ohne	4000	6283	2500	7620	15,0
9	Powell	Doppelte Woolfsche Masch.	Spinnerei	140	22	2,5	6,25	mit	7500	8639	12000	1500	93,0
10	Boyer	Desgl.	Tabaksfabrik	84	27	3	3,7	mit	5300	7492	6000	1400	77,0
11	Legavrian	Einf. Woolf'sche M.	—	60	24	3,5	4,25	mit	5920	7440	7180	5500	28,0
12	Stehelin & Comp.	Desgl.	Spinnerei	80	28	5	10,6	mit	5800	8502	10000	6500	39,0
13	Boudier	Desgl. horizont.	—	16	40	4	7	mit	3200	6702	1300	6000	24,0

Vorstehende Tabelle zeigt eine sehr geringe Uebereinstimmung zwischen der Theorie und der Praxis, wir wollen sie aber näher prüfen, um vielleicht Gründe für die angenommenen Werthe von n zu finden.*)

Die Maschine Nr. 6 von Legavrian zeigt den Coefficienten n = 171, während doch sicher nicht ein so hoher Gleichförmigkeitsgrad beabsichtigt worden ist. Indessen wird derselbe freilich dadurch sehr modificirt, daß diese Maschine für variable Expansion eingerichtet ist, und das Schwungrad hat überdies die Unegalitäten des Ganges der ausübenden Maschinerie, eines Walzwerkes, auszugleichen, so daß in der That hier der angewendete Coefficient K, der sich blos auf die Maschine bezieht, nicht zutreffen kann.

Bei der Maschine Nr. 4 ist nur eine Lenkerstange von der Länge von 4 Kurbellängen angewendet, so daß der Coefficient K = 8000 ausfällt. Der Werth von n ist aber sehr hoch.

Auch bei der Maschine Nr. 5 überschreitet n die gewöhnliche Höhe bei weitem, obschon der Coefficient K = 1850 für eine Maschine mit zwei gekuppelten Cylindern richtig bestimmt ist. Aber auch hier ist ein schwereres Schwungrad gewählt worden, weil es zugleich für die ausübende Maschinerie (12 Mahlgänge) mit dienen muß.

Dagegen hat die erste Maschine, welche in Saint Ouen steht, ein so schwaches Schwungrad, weil sie ein Wasserrad treibt, welches selbst mit als Schwungrad thätig ist, übrigens auch nicht einer besonders regelmäßigen Geschwindigkeit bedarf.

Die Powel'sche Maschine Nr. 9, für welche der Coefficient n = 93 gefunden wurde, entspricht ziemlich der Theorie, da sie so eingerichtet ist, daß sie doppelt so stark in Anspruch genommen werden kann.

Die beiden Maschinen von Boyer, Nr. 10, deren Stärke zusammen zu 140 Pferden angegeben ist, können, wie der hier angeführte Versuch zeigt, viel mehr Leistung entwickeln; doch scheint es, als ob der Constructeur nicht ganz den Vortheil beachtet habe, der sich aus der Kuppelung zweier Maschinen ergiebt, sonst hätte das Schwungrad leichter genommen werden können.

Immerhin ist diese Vergleichung der üblichen Constructionscoefficienten mit denjenigen der Theorie ganz interessant, wenn sie auch auf keine feste Regel zu führen geeignet ist.

Außer der Bestimmung des Gewichtes ist nun noch zu bestimmen der Querschnitt des Kranzes und der Durchmesser des Schwungrades und in dieser Beziehung haben wir noch Folgendes hinzuzufügen.

Der Durchmesser ist an sich gleichgültig und daher nur von praktischen Rücksichten abhängig. Er ist so zu wählen, daß er sich dem vorhandenen Platze gut anschließt und ein möglichst geringes Gewicht ergiebt, ohne doch auf solche Geschwindigkeiten zu führen, daß die Centrifugalkraft gefährlich werden könnte. Man nahm früher den Durchmesser bei Niederdruckmaschinen gewöhnlich 3 bis 3½ mal, bei Hochdruckmaschinen 4 bis 4,5 mal so groß als den Kolbenhub an, aber jetzt sieht man diese Regel nicht mehr streng befolgt und wir legen uns nun die Frage vor, wie weit man etwa davon abgehen dürfe.

Aus der vorstehenden Tafel geht hervor, daß die Umfangsgeschwindigkeiten zwischen 6 und 12 Metern schwanken und diese Grenze nur überschreiten, wenn dadurch allzu schwere Räder verursacht werden sollten. Morin setzt als äußerste Geschwindigkeit 25 bis 30 Meter pro Secunde, was selten nur angewendet werden dürfte.

Es dürfte vortheilhaft sein, bei den eincylindrigen Maschinen den Schwungradhalbmesser 5 mal so groß als die Kurbellänge zu nehmen, bei den Zwillingsmaschinen 3,5 mal so groß. Dann würde sich z. B. für eine 30pferdige Maschine mit 0,6 Meter Kurbellänge und 30 Umdrehungen pro Minute, für welche man K = 7000 und n = 45 annehmen kann, ein Schwungradhalbmesser von 3 Metern und sonach ein Gewicht von

$$P = 7000 \cdot \frac{45 \cdot 30}{30 \cdot \left(\frac{2\pi \cdot 3 \cdot 30}{60}\right)^2} = 3550 \text{ Kilogr. ergeben.}$$

Wäre aber statt einer eincylindrigen Maschine eine Zwillingsmaschine mit 1 Meter Hub angewendet worden, so würde das Schwungrad 3,5 Meter Durchmesser erhalten und für K der Coefficient 1800 anzuwenden sein, so daß sich ergeben würde:

$$P = 1800 \cdot \frac{45 \cdot 30}{30 \cdot \left(\frac{3{,}5 \cdot \pi \cdot 30}{60}\right)^2} = 2677 \text{ Kilogramme.}$$

Man könnte aber dieses Gewicht noch weiter reduciren, wenn man dem Schwungrade 4 statt 3,5 Meter Durchmesser gäbe, und zwar würde dann werden:

$$P = \left(\frac{3{,}5}{4}\right)^2 \cdot 2677 = 2049 \text{ Kilogramme.}$$

Was den Querschnitt des Schwungrades anlangt, so macht man ihn gewöhnlich rectangulär oder elliptisch und findet denselben in Quadratdecimetern, indem man das Gewicht mit dem Umfange des mittleren Ringes in Decimetern und dem Gewichte von 1 Cubikdecimeter Gußeisen = 7,2 Kilogrammen dividirt, z. B. im vorstehenden Beispiele wird das Schwungrad von 2677 Kilogr. Gewicht bei 35 . π Decimetern Umfang erhalten:

$$S = \frac{2677}{35 \cdot \frac{22}{7} \cdot 7{,}2} = 3{,}38 \text{ Quadratdecimeter}$$

Querschnitt, oder, wenn man dazu ein Rechteck von zweimal so viel Höhe als Breite wählt,

1,3 Decimeter Breite und 2,6 Decimeter Höhe.

*) Es wird hierbei auch nicht zu übersehen sein, daß die Expansion und die Leistung der Maschinen sehr gewöhnlich falsch angegeben wird. D. Rrd.

Bei diesen Rechnungen kehren fortwährend einfache aber lästige Operationen wieder, die man durch Tabellen der Umfangsgeschwindigkeiten (für verschiedene Durchmesser und Umdrehungszahlen) und der Querschnitte (für verschiedene Durchmesser und Gewichte) wesentlich erleichtern kann,*) noch allgemeiner anwendbar sind aber Diagramme von der auf Taf. 5 in Fig. A mitgetheilten Einrichtung, wenn dieselben in gehörig großem Maaßstabe gezeichnet sind. Der linke Rand A B dieses Diagrammes ist die Scala der Durchmesser und aus dem Punkte B steigen verschiedene Transversalen auf, welche den Umdrehungszahlen von 5, 10, 15 bis 20 Touren pro Minute entsprechen. Geht man von irgend einem Theilpunkte der Scala am linken Rande horizontal hinüber nach irgend einer von diesen Transversalen, so findet man die der zugehörigen Schwungradhöhe und Umdrehungszahl entsprechende Umfangsgeschwindigkeit, wenn man aus dem Durchschnittspunkte vertical aufwärts steigt in die am oberen Rande des Diagrammes befindliche Scala. Z. B. bei 5 Metern Raddurchmesser und 25 Umdrehungen ergiebt sich die Umfangsgeschwindigkeit, wenn man aus 5 horizontal hinüber nach der Transversalen 25 und aus dem Punkte a vertical hinauf nach der oberen Scala geht, nämlich 6,5 Meter pro Secunde.

Die Transversale B H giebt auf dieselbe Weise die Radumfänge; steigt man z. B. für die Radhöhe von 5 Metern aus dem Punkte c senkrecht aufwärts, so findet man als Umfang 15,7 Meter.

Die rechte Hälfte des Diagrammes dient zur Ermittelung des Querschnittes des Schwungradringes für ein bestimmtes Gewicht. Wenn z. B. das Schwungrad von 5 Metern Durchmesser bei 25 Umdrehungen 5000 Kilogramme wiegen muß, so geht man aus dem Theilpunkte 5 am linken Rande horizontal hinüber bis in die hyperbolische Curve I J, von da (Punkt d) hinab nach der aus dem Punkte D aufsteigenden Transversalen, welche mit 5000 bezeichnet ist, und findet nun den Querschnitt des Ringes in Quadratdecimetern, wenn man aus letzterem Punkte (e) wieder horizontal hinübergeht nach der Scala am rechten Rande C D des Diagrammes, hier 4,5 Quadratdecimeter.

Es ist zu bemerken, daß diese graphische Tabelle auch für solche Dimensionen anwendbar ist, welche in derselben nicht gerade angegeben sind, wenn man nämlich eine einfache Reduction vornimmt. Wäre z. B. der Durchmesser 0,5 Meter, so erhält man statt 6,5 auch nur 0,65 Meter Umfangsgeschwindigkeit, und wäre das Gewicht 500 statt 5000 Kilogramme, so muß auch blos 0,45 statt 4,5 Quadratdecimeter Querschnitt gelesen werden.

*) Unsere Quelle enthält solche Tabellen für Durchmesser von 1 bis 10 Meter, 10 bis 100 Umdrehungen pro Minute und 100 bis 18000 Kilogrammen Gewicht, die wir aber ihrer Ausdehnung wegen hier nicht mittheilen können. D. Red.

Man construirt die Schwungräder für Dampfmaschinen auf ziemlich verschiedene Weise, wie die Figuren der Tafeln 5 und 6 zeigen, wir würden aber für ein in einem Stücke gegossenes Schwungrad dasjenige Modell wählen, welches in Fig. 1, Taf. 5 dargestellt ist und uns als Beispiel für die Benutzung der vorstehenden Regeln dienen möge. Es soll dies ein Schwungrad für eine 20pferdige Maschine mit 0,9 Meter Hub, 5facher Lenkerstange, directer Uebertragung, 4/5 Füllung und Condensation sein, 50 Umdrehungen machen und nur einen Unregelmäßigkeitsgrad $\frac{1}{n} = \frac{1}{50}$ zulassen. Bei einer solchen Maschine ist für K zu nehmen 7620, und weil die Geschwindigkeit der Maschine ziemlich bedeutend ist, so wählt man auch eine hohe Umfangsgeschwindigkeit, etwa 10 Meter. Dann ist

$$P v^2 = K \frac{n N}{m} = 7620 . \frac{50 . 20}{50} = 152400,$$

$$P = \frac{152400}{100} = 1524 \text{ Kilogramme, und}$$

$$d = \frac{60 v}{\pi n} = \frac{60 . 10}{3{,}14 . 50} = 3{,}82 \text{ Meter.}$$

Letzterer Durchmesser ist ein wenig groß für ein aus einem Stücke gegossenes Rad und das Gewicht nicht so bedeutend, daß man nicht den Durchmesser bis auf 3,5 Meter reduciren könnte. Daher setzen wir d = 3,5 Meter und erhalten nun:

$$v = \frac{\pi d m}{60} = 9{,}162 \text{ Meter,}$$

$$P = 7620 . \frac{50 . 20}{50 . (9{,}162)^2} = 1816 \text{ Kilogramme,}$$

$$S = \frac{1816}{3{,}5 . 10 \pi . 7{,}2} = 2{,}29 \text{ Quadratdecimeter.}$$

Giebt man dem Ringe den Querschnitt eines Rechteckes von 2 mal so viel Höhe als Breite, so müßte er 214 Millimeter hoch und 107 Millimeter breit werden, aber wegen der daran angebrachten Verzierungen genügen 200 × 100 Millimeter. Die Verzeichnung dieses Schwungrades beginnt man nun damit, daß man einen Kreis von 3,5 Metern Durchmesser zieht, von der Ringhöhe die Hälfte nach außen und ebensoviel nach innen anträgt, die obere Seite im Querschnitt etwas bogenförmig abrundet, die vier nicht sehr hervortretenden Leisten a hinzufügt, welche abgedreht, oder weiß angestrichen werden können, unten die Hohlkehlen b und endlich die halbelliptische Abrundung c verzeichnet, welche den Anschluß der Arme vermittelt. Nunmehr zeichnet man die Aren der sechs elliptischen Arme, welche am Kranze durch verhältnißmäßig große Zurundungen verlaufen. Die große Axe der elliptischen Querschnitte ist durchgängig 2 mal so groß als die kleine und mißt am Ringe 0,6 von der Kranzhöhe, nach der Nabe hin nimmt sie zu mit ca. 17 Millimetern Geläuft pro Meter. Die Nabe

bestimmt sich nach der Wellenstärke. Für 20 Pferdekräfte und 50 Umdrehungen giebt man einer schmiedeeisernen Welle im Zapfen 120 und daneben 150 Millimeter Durchmesser und giebt man im Radsitz 20 Millimeter mehr Stärke, so erhält man daselbst 170 Millimeter Durchmesser. Die Nabe besteht aus einem cylindrischen Theile, welcher mindestens die doppelte Wellenstärke zum Durchmesser und zur Länge erhalten muß, und zwei starken Hohlkehlen, welche durch einen Bogen verbunden sind und den Uebergang in die Arme vermitteln. Außerdem legt man außen zwei starke eiserne Ringe d heiß um, welche die Nabe vor dem Aufspringen beim Eintreiben der Keile schützen. Die Arme erhalten zur vollkommeneren Ueberführung in die Nabe auf beiden Seiten Rippen e, welche nur bis in die halbe Länge reichen, also von der Luft keinen wesentlichen Widerstand erfahren. Auf der Welle ist die Nabe durch einen Keil und einen oder zwei Standbolzen befestigt, es genügen aber auch zwei, um 120° von einander entfernte Keile. Zur Erleichterung des Ausbohrens ist die Nabe inwendig nicht glatt, sondern sitzt blos an den Enden auf, daher liegt auch der Keil nicht auf die ganze Länge an.

Damit der Schwungring im Gusse keine nachtheilige Spannung erhalte, und die schneller erkaltenden Arme sich nicht von der später erstarrenden Masse des Ringes abtrennen, schneidet man das Modell an einer Stelle auf und füllt die nach dem Erkalten entstehende, bis 2 Centimeter weite Oeffnung durch eine leicht schmelzbare Metallmischung oder eine hineingepaßte Gußeisenplatte aus, oder man läßt den Ring ganz und bringt in der Nabe (wie in Fig. 1) drei Schnitte f an.

Um excentrische Massen, wie die Kurbeln, zu balanciren, läßt man auch bisweilen im Ringe auf der der Kurbel entgegengesetzten Seite leeren Raum, den man dann mit Blei ausgießt, oder man läßt auf der Seite der Kurbel im Ringe etwas leeren Raum, der nicht ausgefüllt wird.

Verschiedene Ursachen bedingen abweichende Constructionen von der soeben vorgeführten und wir geben im Nachstehenden eine größere Zahl von Beispielen, die wir in guten Maschinenbauanstalten gesammelt haben.

Schwungrad aus zwei Theilen von Farcot. — Das in Fig. 5 bis 9, Taf. 5 dargestellte Schwungrad ist von einer 25pferdigen Maschine mit Expansion und Condensation entnommen und besteht aus zwei Hälften mit 3 Armen, welche an einer gußeisernen Rosette angeschraubt sind. Die 3 Arme B jeder Hälfte sind gegen die Mitte hin durch ein Ringstück C von ziemlich gleicher Stärke und mit 2 Planirleisten a und a′ unter sich verbunden und werden mittelst 12 Bolzen b seitwärts an die aus einem Stück gegossene Rosette D angeschraubt. Auch letztere Scheibe ist mit Planirleisten versehen, so daß die Verbindung ganz solid ist und das Rad nicht weisen kann. An der Rosette ist auch noch ein conisches Rad F befestigt, welches die Bewegung überträgt; dasselbe ist auf einen an der Scheibe der Rosette angegossenen cylindrischen Kranz aufgesteckt und durch 6 Schrauben daran befestigt, und es wird auf diese Weise ein besonderes Aufkeilen dieses Rades und der Platz dafür auf der Welle erspart, auch das Schwungrad unmittelbar mit der Transmission verbunden. In Fig. 5 ist dieses Rad nicht mit dargestellt, auch ein Viertel der Rosettenscheibe weggelassen, um den Armstern sehen zu lassen. Fig. 6 ist der horizontale Durchschnitt, Fig. 7 der Querschnitt durch den Kranz, Fig. 8 derjenige durch einen Arm nach Linie 1—2, und Fig. 9 das Detail einer Verbindung, welche für die Arme und den Kranz angewendet wird, wenn dieselben der Größe wegen besonders gegossen werden müssen. Hier ist am Kranze A′ für jeden Arm ein Ohr e angegossen, in welches der Arm mit der halben Stärke hineinzuliegen kommt.

Auch Fig. 22 bis 24 zeigen Details zu einem zweitheiligen Schwungrade von Cavé von 3,76 Meter Höhe. Die Hälften sind in der Nabe durch vier Schrauben a und zwei umgelegte eiserne Ringe b zusammengehalten, im Kranze aber durch versenkte Laschen c mit Tförmigen Enden, Schraubenbolzen d und eingetriebene Keile e verbunden.

Viertheiliges Schwungrad von Cail & Comp. Fig. 10 bis 14. — Auch bei dieser Construction, welche manches Aehnliche von der vorigen hat, sieht man einen besonderen Fleiß auf gute Verbindungen verwendet. Das in Fig. 10 in der Seitenansicht nach Abnahme eines Theiles der Scheibe D, und in Fig. 11 im horizontalen Querschnitte dargestellte Schwungrad gehört zu einer 16pferdigen Maschine und besteht aus vier Theilen à 2 Armen B, welche in Sectoren C auslaufen. Sie sind durch 16 Schrauben in 2 versetzten Reihen (a, a′) an einer Rosette D befestigt; vier Nasen b an Letzterer greifen noch überdies in entsprechende Vertiefungen zwischen den Ansätzen c der Armviertel, so daß die Schrauben nicht den ganzen Angriff der Centrifugalkraft aufzunehmen haben. Fig. 13 zeigt den Durchschnitt des Ringes, welcher so gestaltet ist, daß die Masse möglichst weit nach außen hin gerückt ist. d ist eine schmiedeeiserne Platte, welche zur Verbindung der Kranzstücken dient, wie man aus den Fig. 10, 12, 13 sieht. Die Arme sind im Querschnitt (Fig. 14) elliptisch und durch eine abgerundete Rippe an den Seiten verstärkt.

Schwungrad mit besonders gegossenen Armen und Kranze von Bourdon. Fig. 15 und 16. — Dasselbe besteht aus sechs einzeln gegossenen Armen B, welche mit der Welle ganz nach Art der Wasserradarme mittelst einer Rosette und mit den sechs Kranzstücken A mittelst schwalbenschwanzförmiger Zapfen verbunden sind. Die Verbindungen müssen etwas Spielraum haben und werden beim Centriren mit Keilen ausgefüllt, überdies ist ein versenkter Bolzen b vorhanden, welcher durch einen Keil c festgehalten

wird. Die Verbindung der Kranzstücken erfolgt wie bei Fig. 10 und 12 mittelst eines eingelegten falschen Zapfens; ihr Querschnitt ist rectangulär mit abgerundeten Ecken, derjenige der Arme elliptisch ohne Rippen.

Hohe Schwungräder. Fig. 17 bis 21. — Das in Fig. 17 und 18 dargestellte Schwungrad gehört zu einer 35pferdigen Walzwerkmaschine von Legavrian mit Expansion und Condensation, welche wir bereits oben in der Tabelle citirt haben. Der Armstern ist zweitheilig, indem je vier Arme mit der halben Nabe aus einem Stück gegossen sind, zur Verbindung dienen 8 Schrauben. Mit dem Ringe A sind die Arme in ähnlicher Weise, wie in Fig. 15, mittelst schwalbenschwanzförmiger Zapfen, welche zwischen Ansätzen a am Ringe liegen und darin verkeilt werden, und eines versenkten Bolzens b verbunden, aber die Keile sind hier von hartem Holze, wie man es bei solchen Organen gern thut, welche viele Stöße zu erleiden haben. Die Zusammensetzung des Kranzes erkennt man aus Fig. 18; die Kranzstücken sind bis auf die Hälfte eingeschnitten und zusammengeblattet, werden aber durch drei versenkte Schraubenbolzen c verbunden, zwischen denen zwei Keile d eingetrieben sind.

Fig. 19 bis 21 sind Details eines Cavé'schen Schwungrades für eine Schmiede mit schmiedeeisernen Armen von ovalem Querschnitt, welche an den Enden T förmig ausgehen und in passende Versenkungen des Kranzes eingelassen sind. Die Armstärke beträgt etwa $^1/_3$ von der Kranzstärke, daher liegt der Arm im Mittel und es wird der darüber frei bleibende Raum durch eine Platte b ausgefüllt, wie Fig. 20 im Durchschnitt nach 1—2 zeigt. Die beiden Keile d dienen dabei zur festen Anspannung der Arme und entlasten die Schrauben b. Die Kranzstücken werden durch eine Art Hackenkamm verbunden, wie Fig. 21 zeigt, indem zwischen die schräg übereinander geschnittenen und durch zwei Schraubenbolzen verbundenen Enden in radialer Richtung zwei Keile f eingetrieben sind. Diese Verbindung ist fester als die in Fig. 18 dargestellte, aber sie ist sehr schwer ganz vollkommen herzustellen.

Eine andere Verbindung der Kranzsectoren zeigt Fig. 22, von der schon oben die Rede war, und Fig. 25 und 26, wo die angelegten schmiedeeisernen Laschen c' schwalbenschwanzförmig gestaltet sind und in der Mitte noch ein versenkter falscher Zapfen f liegt, um Seitenverschiebungen vorzubeugen. Wegen der Schwalbenschwanzform der Laschen sind hier nicht die Keile c erforderlich, wie in Fig. 22.

Bei dem großen Schwungrade von Thomas und Laurent, welches die Fig. 27 bis 31 auf Taf. 6 darstellen, ist auf möglichste Solidität und Sicherheit der Construction Rücksicht genommen worden. Es unterscheidet sich namentlich dadurch, daß der Ring der Stärke nach aus zwei Hälften besteht, wodurch eine sehr solide Verbindung der einzelnen Theile desselben erreicht wird. In Fig. 27 sieht man die äußere Ansicht, mit theilweisem Abbruch, um die Verbindung der beiden Hälften zu zeigen, in Fig. 28 einen Durchschnitt nach der Linie 1—2, in Fig. 29 einen horizontalen Querschnitt nach der Linie 3—4, in Fig. 30 einen Durchschnitt nach der Are eines Armes in der Linie 5—6, und in Fig. 31 einen solchen nach der Linie 7—8, welche durch den Stoß zweier Ringstücken gelegt ist. Die Verbindung des Ringes mit den Armen ist in derselben Weise wie in Fig. 17 bewerkstelligt. Der Armstern besteht aus zwei Hälften à 4 Armen, welche mittelst 10 Schrauben a mit Muttern an beiden Enden und zweier heiß aufgelegter Ringe g verbunden sind; ein Keil h, welcher dazwischen eingetrieben ist, hindert jedes Nachgeben des Verbandes. Jede Hälfte des Ringes besteht aus 8 Stücken und diese 16 Theile sind mit verwechselten Stößen nebeneinander gelegt. Die Verbindung der beiden Hälften erfolgt in der Mitte der Arme mittelst versenkter Nietbolzen f und bei den Ansätzen c mittelst der Schrauben e mit versenkten runden Muttern, so daß der Ring stets in 8 Segmenten auseinander genommen werden kann. Außerdem dienen zur Verbindung noch die schwalbenschwanzförmigen und mit Kämmen versehenen Platten d. In Fig. 27 sieht man links die eine Hälfte abgenommen, um die Planirleisten zu zeigen, welche das feste Zusammenpassen erleichtern. Die Welle ist achteckig und die Nabe mit schmiedeeisernen Keilen befestigt und centrirt.

Dieses Schwungrad gehört zu einer Blechwalzwerkswelle, welche mit 200 bis 400 Pferdekräften arbeitet, 35 Centimeter stark ist und 60 bis 70 Umdrehungen in der Minute macht. Der Schwungradring wiegt 25000 Kilogramme und ist 6,5 Meter hoch, hat also bei 65 Touren 22,122 Meter Umfangsgeschwindigkeit pro Secunde.

Ein noch colossaleres Schwungrad haben Petin & Gaudet neuerdings für das Stahlblechwalzwerk zu Saint-Chamond geliefert, mit welchem Schiffsbleche von 15 bis 20 Meter Länge gewalzt werden. Dasselbe wiegt 50 Tonnen, ist 9 Meter hoch und arbeitet mit 500 bis 600 Pferdekräften. Der Ring ist von Gußeisen, aus mehreren Stücken zusammengesetzt und mit einem heiß aufgezogenen schmiedeeisernen Ringe aus einem Stücke umzogen. Die Arme sind von Gußeisen und hohl, und durch dieselben gehen lange Eisenstangen hindurch, welche sie fest mit dem Ringe verbinden. Die Nabe, welche ebenfalls durch zwei Ringe gebunden ist, steckt auf einer sehr starken Welle, welche außer der schmiedeeisernen Kurbel noch ein großes gußstählernes Zahnrad von über 4 Meter Durchmesser trägt. Dieses Schwungrad macht 50 Umdrehungen, was beinahe 24 Meter Umfangsgeschwindigkeit giebt. Es arbeitet so ruhig, daß die Maschine beim Einschieben der starken Bleche keine Geschwindigkeitsabnahme wahrnehmen läßt.

Riemenscheiben-Schwungräder. — Auf den Hütten der Herren Gebrüder Colas zu Rachecourt werden die Walzwerke direct mittelst breiter Riemen betrieben, welche auf den hier zu beschreibenden Riemenscheiben, die zugleich wahre Schwungräder sind, laufen. Diese Combination ist für geringere Kräfte nicht neu, nur die hier erforderlichen Dimensionen machen sie interessant.

Die Figuren 32 bis 34 zeigen die Details zu einem solchen Riemenscheibenschwungrade, dessen auf zwei Riemen eingerichteter Ring 5,6 Meter hoch ist und 8500 Kilogr. wiegt. Der Ring besteht aus zwei mittelst der Ohren a aneinandergeschraubten und aus mehreren Stücken zusammengesetzten Hälften. Er ist an einem zweitheiligen Armstern B befestigt, wozu an der inneren Seite die Ansätze b angegossen sind. Die Arme B, von denen Fig. 34 einen Querschnitt giebt, sind so breit, daß sie den Ring fast auf seine ganze Breite stützen, und sehen fast wie nebeneinanderstehende einzelne Arme aus, obgleich sie aus einem Stück gegossen sind.

Die Figuren 35 bis 37 repräsentiren eine ähnliche von Gilmer in Paris für dieselbe Hütte gelieferte einfache Riemenscheibe, deren Armstern einfach ist und am Ringe mittelst der gabelartigen Ansätze b befestigt wird. Die Theile des Kranzes sind unter sich durch die Schrauben a verbunden.

Diese beiden Riemenscheibenschwungräder drehen sich mit großer Geschwindigkeit, das Erstere mit 90, das Letztere mit 45 Umdrehungen pro Minute.

Schwungräder mit Zahnkränzen. — Die Fig. 38 bis 40 stellen das in der auf S. 65 unter Nr. 9 aufgeführte Schwungrad von Powell für die Welle einer Zwillingsmaschine vor. Fig. 38 giebt eine theilweise äußere Ansicht Fig. 39 einen Durchschnitt in einem Arme und Fig. 40 den Querschnitt eines Armes. Der Ring besteht aus 12 Theilen, hat T-Form im Querschnitt und ist mit den Zähnen, deren Zahl 23 pro Segment beträgt, gegossen. Die Zähne haben 90 Millimeter Theilung und 375 Millimeter Breite. Die Ringstücken sind über den Armen verbunden, welche aus einem Stück gegossen und mit Ansätzen b versehen sind, welche in entsprechende Vertiefungen des Ringes eingreifen. Der Armstern B ist auf der Nabe C durch die Schrauben d und eine vorgelegte Scheibe D befestigt.

Ein Schwungrad mit Holzzähnen von Houdouart und Corbran in Rouen zeigen die Fig. 41 bis 44. Dasselbe besteht aus vier, je zwei Arme und einen Ringquadranten umfassenden Theilen, deren Verbindung im Ringe durch versteckte schmiedeeiserne Zapfen und an der Nabe durch umgelegte Ringe bewirkt wird. Der Construction der Arme nach ähnelt es mehr einem Zahnrade, als einem Schwungrade, und die Hauptschwierigkeit liegt in der Befestigung der Holzzähne, weil der Kranz der Schwere wegen eine viel bedeutendere Höhe besitzt, als bei Zahnrädern. Die Fig. 43, welche einen Querschnitt des Ringes giebt, zeigt diese Befestigung. Der Ring besteht nämlich aus einem äußeren Ringe A_1 und einem Mittelringe A, wovon der erstere mit den Hohlungen für die Zähne versehen ist und der zweite keilförmig in den ersteren eintritt, um denselben zu verstärken. Die Zähne bestehen deshalb aus zwei Theilen, mit einseitig schiefgeschnittenen Stielen, deren Köpfe sich in der Mitte scharf berühren, so daß jedes Paar einen Kamm über die ganze Breite giebt. Wären sie aus einem Stück, so würden sie beim Eintreiben springen. Eiserne Stifte c, welche unter dem Ringe A_1 durch die Stiele und den Mittelring getrieben werden, verhindern das Herausfallen der Zähne. Zur Decoration und zugleich zur Vermehrung des Gewichtes ist noch auf der Vorderseite dieses Schwungrades ein aus acht Stücken zusammengesetzter und mittelst der Schrauben d befestigter schwacher Gußeisenkranz D angebracht, welcher eine gefällige Modellirung besitzt.

Dieses Schwungrad gehört zu einer 40pferdigen Maschine mit zwei Cylindern, deren Welle 21 Umdrehungen macht und welche mit 6facher Expansion arbeitet. Der Durchmesser des Schwerpunktkreises beträgt 6,716 Meter und seine Geschwindigkeit 7,381 Meter pro Secunde. Das Gewicht des Ringes beträgt ungefähr 6500, das Totalgewicht des Schwungrades 9345 Kilogramme. Der Theilkreis des Zahnrades hat 7,085 Meter Durchmesser und die Zähnezahl beträgt 340.

Die Figuren 45 bis 47 geben ein anderes Schwungrad mit Holzzähnen von Stehelin & Comp., welches zu einer 80pferdigen Maschine gehört, 28 Touren pro Minute macht, 6,22 Meter Durchmesser im Theilkreise besitzt und 10000 Kilogramme im Ringe wiegt. Es besteht aus sechs Stücken mit einem Arme und einem Sechstel des Ringes. Die Arme sind mit je zwei Schrauben c an der Armrosette C befestigt und die Ringstücken mittelst eingelegter Zapfen d unter sich verbunden. An dem Ringe befindet sich eine breitere Partie A_1, in welcher die Hohlungen für die Zähne ausgespart sind. Die Letzteren endigen in breiten horizontalen Löchern a, welche quer durch den Ring hindurch gehen und durch schwache Stege getrennt sind, deren Breite der Weite einer Zahnlücke entspricht. Auf jede solche Hohlung fallen vier Zahnstiele, so daß die Zähne durch Eintreiben von Keilen b b im Kranze befestigt werden können.

Eine wesentlich andere Construction zeigt das in Fig. 48 und 49 dargestellte Legavrian'sche Schwungrad mit Holzkämmen. Hier hat der achttheilige Kranz ganz die Construction eines gewöhnlichen Zahnradkranzes und ist für die Stiele der Holzkämme durch und durch gelöchert mit Ausnahme der Stellen, wo die Arme angreifen. Die Letzteren bestehen aus zwei gleichen plattenförmigen Hälften B, welche an der Nabe zu beiden Seiten der Rosettenscheibe C und am Kranze zu beiden Seiten der vorstehenden Zapfen a angelegt werden.

Die Steinkohle war gut und hinterließ blos 3,2 Kilogramm Aſche, alſo iſt die Minderleiſtung bei dieſem Brennmaterial nur in der größeren Schwierigkeit zu ſuchen, welche die Unterhaltung einer gleichförmigen Hitze bei Steinkohle verurſacht, worin auch die beobachtete geringere Umdrehungszahl begründet ſein muß.

Es war intereſſant, zu vergleichen, in welchem Verhältniß die am Bremſe gefundene Arbeit zu der hinter dem Kolben entwickelten Arbeit ſtehe. Zu dem Ende war ein Indicator an der Maſchine befeſtigt, der mit der heißen Luft im Cylinder durch ein Kautſchukrohr in Verbindung geſetzt war. Fig. 3 ſtellt eines der abgenommenen Diagramme im Maaßſtabe von 5 Centimetern für den Hub und von 2 Centimetern pro 1 Atmoſphäre Druck dar. Um dieſes näher betrachten zu können, müſſen wir uns erſt die Functionen der beiden Kolben vergegenwärtigen.

Der äußere oder Arbeitskolben beſitzt Saugventile, durch welche atmoſphäriſche Luft zwiſchen die beiden Kolben einſtrömt, wenn in dieſem Raume die Spannung geringer iſt, als der äußere Druck. Der innere oder Speiſekolben nähert ſich dem Arbeitskolben in der Art, daß die zwiſchen ihnen befindliche Luft comprimirt und nach den erhitzten Wänden des Feuerraumes gedrückt wird. Während der Periode der Luftanſaugung, in welcher zugleich die erhitzte Luft entweicht, bewegt ſich dieſer Kolben in Luft von gleicher Spannung zu beiden Seiten und auch während des übrigen Hubes iſt er auf beiden Seiten einer gleichen Preſſung unterworfen; daher iſt nur die auf den Arbeitskolben übertragene Arbeit zu meſſen nöthig, und es kann dies wie bei einer Dampfmaſchine durch einen Indicator geſchehen, deſſen Papierrolle eine entſprechende Bewegung mit dem Wege dieſes Kolbens beſitzt.

Die Fläche s′ des Diagrammes repräſentirt ſonach die vom Arbeitskolben bewirkte Compreſſion, die Fläche s die wirklich ausgeübte Arbeit nach Abzug der auf die Compreſſion, alſo gewiſſermaaßen auf die Speiſung, verwendeten Arbeit.

Man ſieht aus dem Diagramm, daß der Druck ſtets ſehr niedrig (nicht über 1,75 Atmoſphären) und die Arbeit der Compreſſion gering (nur 21 Proc. der vom Kolben aufgenommenen Arbeit) iſt. Die Differenz beträgt 427,54 Kilogrammmeter, während der Brems eine Arbeit von blos 197,92 Kilogrammmetern angiebt. Dies führt auf folgende Vertheilung der Arbeit:

Arbeit im Kolben	545	Kil.-Met.
Arbeit zum Speiſen	117	„
Arbeit im Brems	198	„
Arbeit der Widerſtände	280	„

Die vom Brems angezeigte Arbeit beträgt alſo nur $\frac{117}{427,54} = 0,27$ von der durch den Indicator angegebenen Arbeit, während bekanntlich bei Dampfmaſchinen dieſes Verhältniß auf 0,8 ſteigt.*) Die übrige Arbeit ſcheint der Speiſekolben zu conſumiren bei Ueberwindung der Widerſtände, welche die Luft bei der Bewegung in den verſchiedenen Räumen und beim Austritt erfährt. Dieſer Umſtand und die niedrige Spannung, mit welcher gearbeitet wird, erklärt die großen Dimenſionen der neuen Maſchine; die Verſuchsmaſchine wog 2500 Kilogramme, alſo mehr als eine locomobile Dampfmaſchine von gleicher Stärke ſammt Keſſel, und hatte einen Kolben von 0,61 Meter Durchmeſſer und 0,286 Meter Hub, welcher einer 20pferdigen Dampfmaſchine entſprechen würde.

Um die Verluſte zu ermitteln, welche durch die hohe Temperatur der ausſtrömenden Luft entſtehen, haben wir die Temperatur der Letzteren beſtimmt. Sie betrug nach einem Queckſilberthermometer 270°. Bei Anwendung von Cokes fanden wir durch einen calorimetriſchen Verſuch 239° und am 20. Februar 307°, alſo im Mittel 272°. Das zugelaſſene Luftvolumen beträgt 0,1 Cubikmeter bei 343,5 Millimetern Abſtand zwiſchen den Kolben, und wenn man das Gewicht eines Cubikmeters zu 1,293 Kilogrammen einführt, ſo werden bei 45 Umdrehungen pro Minute in der Stunde gebraucht:

$$1,293 \,.\, 0,1 \,.\, 45 \,.\, 60 = 348,3 \text{ Kilogramme,}$$

alſo gehen durch die Wärme des abziehenden Gaſes verloren:

$$348,3 \,.\, 272 \,.\, 0,2669 = 25285 \text{ Calorien.}$$

Vergleicht man dies mit der von 4 Kilogrammen Cokes entwickelten Wärmemenge (etwa 30000 Calorien), ſo ſieht man, daß $^5/_6$ der entwickelten Wärme verloren gehen, was den beträchtlichen Brennmaterialverbrauch erklärt.

Der im Cylinder beobachtete niedrige Druck von höchſtens 1,75 Atmoſphären zeigt, daß die Luft nie bedeutend erhitzt wird. In der That wird durch die Erwärmung kaum eine höhere Spannung erzeugt, als durch die anfängliche Compreſſion, da während der ganzen Arbeit der Maſchine das Luftvolumen, welches beim Zutritt einem Kolbenhube von 343,5 Millimetern entſpricht, nach Abzug des Raumes um den Feuertopf nie denjenigen von 508,5 Millimetern übertrifft. Das Verhältniß zwiſchen dieſen beiden Volumen $\frac{508,5}{343,5} = 1,48$ zeigt, daß bei conſtantem Drucke zu einer entſprechenden Ausdehnung blos eine Erwärmung auf 131° erforderlich wäre; ſie wird aber an manchen Stellen ohne Zweifel höher ſein.

*) Es ſcheint bei dieſer Berechnung ein Fehler vorgegangen zu ſein, da die vom Brems angezeigte Arbeit 198 Kil.-Met. beträgt.
D. Red.

Die Luft strömt durch ein Ventil aus, welches durch eine Feder geschlossen wird, wenn es nicht ein durch einen Wellfuß bewegter Hebel von seinem Sitze abhebt, und hierdurch wird ein unangenehmes Geräusch erzeugt, welches noch dadurch verstärkt wird, daß auch in der Esse ein sehr lauter Zug stattfindet.

Bezüglich des Kohlenaufwandes steht diese Maschine, wie wir sehen, selbst den locomobilen Dampfmaschinen nach, aber sie besitzt den großen Vortheil, keines Kessels und Speisewassers zu bedürfen und wie die Gasmaschine überall aufgestellt werden zu können, wobei sie zugleich zur Heizung der Räume mit beiträgt. Sie ist deshalb auch außerhalb ihres Vaterlandes populär geworden und wird in New-York wo bereits über 200 solche Maschinen in Gang sein sollen, zu $^1/_2$, 2, 3, 4 und 25 Pferdestärken gebaut; Maschinen zu 8 und 50 Pferdekräften sind dann Zwillingsmaschinen.

Diese Umstände rechtfertigen es, wenn wir hier noch etwas näher auf das Princip und die Wirkungsweise der calorischen Maschine von Ericsson eingehen.

Wenn man sich einen horizontalen Pumpencylinder vorstellt, dessen eines Ende mit einem Deckel A mit Saugklappe, und dessen anderes Ende mit einem Deckel B mit einer sich nach außen öffnenden Austrittsklappe geschlossen ist, und in welchem sich ein Kolben C mit einer ähnlichen Klappe wie im Deckel A bewegt, so erhält man ein ähnliches System wie bei der calorischen Maschine. Ist anfangs der Kolben C bei dem Deckel A gewesen und bewegt er sich nach B zu, so entsteht ein luftverdünnter Raum und es tritt Luft durch die Klappe A ein, während auf der anderen Seite die Luft comprimirt und zum Austritt durch die Klappe B gezwungen wird. Beim Rückgange des Kolbens öffnet sich blos die Klappe im Kolben selbst und die auf der Seite von A eingetretene Luft tritt durch dieselbe auf die entgegengesetzte Seite B des Cylinders. Aehnlich arbeitet auch der Kolben der Ericsson'schen Maschine, aber an Stelle des festen Deckels A tritt ein beweglicher Kolben. Hierdurch wird Nichts geändert, weil dieser Kolben während der Lufteinsaugungsperiode sich schneller bewegt, als der Kolben C, aber das eingesogene Luftvolumen wird nun gemessen durch den Abstand der beiden hintereinander hergehenden Kolben. Bewegen sich beide hierauf gegeneinander, so tritt diese Luft durch den Kolben C nach der anderen Cylinderseite, um später durch den Deckel B ausgetrieben zu werden. Statt dieses Deckels befindet sich aber an der Ericsson'schen Maschine eine vom Feuer erhitzte Wand, an welcher die Luft sich erhitzt, so daß sie sich ausdehnen will und an Spannung zunimmt. Dieser Vorgang erfolgt, während die Kolben sich einander nähern und die Klappe des Kolbens offen steht, so daß dieser Kolben C auf beiden Seiten einen gleichen Druck erfährt. Der Kolben A oder Arbeitskolben, ist auf der äußeren Seite stets mit der atmosphärischen Pressung belastet, auf der inneren Seite aber erfährt er verschiedene Drücke. Beim Saugen findet auch nur der atmosphärische Druck statt, dann aber wird er durch den ziemlich constanten Druck getrieben, welcher in Folge der Ausdehnung und Temperaturerhöhung entsteht. Dies tritt noch vor dem Ende des Laufes des Arbeitskolbens ein, sobald derselbe sich schneller als der Speisekolben zu bewegen anfängt, und da in diesem Momente der Druck der Bewegung des Kolbens entgegengesetzt gerichtet ist, so tritt hier ein analoger Widerstand wie bei manchen Dampfmaschinen ein, wo der Dampf comprimirt wird.

Diese Maschine unterscheidet sich also von der Luftpumpe dadurch, daß die Luft vor dem Ausblasen erwärmt wird und daß sie während dieser Erwärmung durch ihre Ausdehnung und Spannung auf einen Arbeitskolben wirkt, welcher bei seinem Rückgange Luft durch sich eintreten läßt und also keinen großen Widerstand zu überwinden hat. Die auf die Speisung mit Luft zu verwendende Arbeit ist fast Null und das Diagramm Fig. 3 zeigt, daß die Bewegungen sehr gut combinirt sind. Denn die Spannung erreicht ihr Maximum zu Anfange des Hubes des Arbeitskolbens und erhält sich auf demselben bis ungefähr in die Mitte des Hubes, wo Expansion eintritt. Hierzu mußte ein richtiges Verhältniß zwischen der Bewegung des Speisekolbens, welche die Erhitzung einer geringeren oder größeren Luftmenge bestimmt, und der Bewegung des Arbeitskolbens, welche das ganze Luftvolumen bestimmt, hergestellt werden, auch mußte das zwischen den beiden Kolben abgesperrte Luftvolumen bei der Erwärmung immer in der Weise abnehmen, daß die heiße Luft nicht die Tendenz erhielt, in diesen Raum einzudringen, was den Effect stören würde. Könnte sich nämlich derjenige Cylinderraum, in welchem die Luft angesogen wird, erhitzen, so würde bei jedem Spiele eine geringere Menge Luft eintreten und die Erhitzung würde einen geringeren Effect geben.

Die hierzu erforderlichen Bewegungen der verschiedenen Maschinentheile lassen sich an der Fig. 5 studiren. Sei O die Are der Schwungradwelle, D die Are einer Zwischenwelle, O A die Kurbel der Ersteren und D E ein Hebel an Letzterer, dessen Ende E durch eine Lenkerstange E A mit der Kurbelwarze verbunden ist. An dem Hebel D E greift in E_1 die Kolbenstange des Arbeitskolbens an und weil dieser Hebel einen Bogen $P_1 Q_1$ beschreibt, so ist die Kolbenstange in einem Charnier beweglich. Bei der probirten Maschine haben diese Theile folgende Längen in Millimetern:

$$A O = 244{,}6 \quad A E = 571{,}7 \quad D E = 844{,}5 \quad O D = 1450$$
$$D E_1 = 489, \quad \text{also } P Q = 285.$$

Reducirt man nun D A und $D A_1$ in demselben Verhältniß, wie D E und $D E_1$, indem man durch E' eine Parallele zu E A zieht und $A_1 O_1$ parallel A O macht, so ist O_1 als der Mittelpunkt eines Kreises vom Halbmesser

A_1O_1 anzusehen, in welchem sich eine Kurbel A_1O_1 mit gleichförmiger Geschwindigkeit dreht und durch die Lenkerstange A_1E_1 die Bewegung des Arbeitskolbens bestimmt. A_1O_1 ist 141,8; $DO_1 = 605$, $A_1E_1 = 331{,}6$ Millimeter.

Die Bewegung des Punktes E_1 ist sehr variabel; anfangs ist sie sehr langsam vom Punkte Q_1 aus, dann wird sie schneller, und er durchläuft den Bogen Q_1P_1 rascher von Q_1 nach P_1 hin, als zurück.

Die Bewegung des Speisekolbens ist eine sehr ähnliche. In Fig. 4 sei wieder O die Axe der Schwungradwelle, OA die zugehörige Kurbel, C ein fester Drehpunkt, um welchen der Hebel CB beweglich ist, dessen Ende B durch die Lenkerstange AB im Kreisbogen MN hin- und hergeführt wird, B_2 der Punkt, in welchem die Kolbenstange des Speisekolbens angeschlossen ist. Bei der Probemaschine war:

$$OC = 675;\quad CB = 622{,}7;\quad AB = 876{,}3;$$
$$CB_2 = 393{,}9 \text{ Millimeter.}$$

Zum Studium der relativen Bewegungen kann man wieder eine Vereinfachung vornehmen, wie vorher, indem man durch B_2 eine Parallele A_2B_2 zu AB und aus A_2 eine Parallele A_2O_2 zu AO zieht. Die Bewegungen des Punktes B_2 sind dann bestimmt durch die Bedingung, daß er stets im Abstande $A_2B_2 = 552$ Millimeter von der Warze der Kurbel A_2O_2 und im Abstande $CB_2 = 393{,}9$ Millimeter vom festen Punkte C bleiben müsse. Seine Bewegung, und also auch diejenige des Speisekolbens, ist anfangs viel schneller, als diejenige des Arbeitskolbens, wird dann langsamer und ist überhaupt derart, daß der Bogen N_2M_2 schneller in der Richtung von N_2 nach M_2, als im umgekehrter Richtung durchlaufen wird.

Da die Sehne des Bogens N_2M_2 nicht horizontal liegt, so bewegt Ericsson den Speisekolben nicht vom Punkte B_2 aus, sondern mittelst eines anderen Hebels, der ebenfalls auf der Welle C sitzt, aber mit dem Hebel B_2C einen Winkel von 7° bildet und dessen Endpunkt einen Bogen mit horizontaler Sehne beschreibt.

Einer solchen, in größerem Maaßstabe ausgeführten, Construction sind die in nachstehender Tabelle aufgeführten Kolbenhübe und Abstände für die verschiedenen Stellungen der Kurbel entnommen worden; dieselben sind von derjenigen Kurbelstellung aus gerechnet, welche der äußersten Stellung des Arbeitskolbens entspricht.

Von 0° an bis zum Winkel von 70° gehen die beiden Kolben in derselben Richtung und ihre Entfernung beträgt 65,5 bis 343,5 Millimeter. Hiermit hört das Lufteinsaugen auf. Von 70 bis zu 170° bewegen sich die Kolben gegen einander und nähern sich wieder bis auf 188 Millimeter. Dann geht der Arbeitskolben zurück und der Abstand vermindert sich bis auf 3,5 Millimeter bei dem Kurbelwinkel von 310°. Diese rückgängige Bewegung hört beim Arbeitskolben bei 360°, beim Speisekolben bei 340° auf und die

Winkel der Kurbel in Graden.	Wege der Kolben in Millimetern vom äußersten Ende ihres Hubes an		Abstand des Speisekolbens vom Ende des Hubes des Arbeitskolbens Millimeter	Abstand in Millimet. zwischen den inneren Seiten der beiden Kolben
	Arbeitskolben	Speisekolben		
0	0	37,5	28,0	65,5
10	2,5	89,0	117,0	119,5
20	11,0	168,0	196,0	185,0
30	24,5	235,5	263,5	239,0
40	42,5	302,0	330,0	287,5
50	64,5	357,0	385,0	320,5
60	88,0	397,0	427,5	339,5
70	114,5	430,0	458,0	343,5
80	142,0	448,5	476,5	338,5
90	168,5	467,0	495,0	326,5
100	193,0	476,0	504,0	311,0
110	218,0	482,0	510,0	292,0
120	239,0	484,0	512,0	273,0
130	255,5	481,0	509,0	253,5
140	268,5	476,0	504,0	235,5
150	277,5	468,5	496,5	219,0
160	283,0	458,5	486,5	203,5
170	285,5	447,5	475,5	188,0
180	285,0	429,5	457,5	172,5
190	282,0	411,0	439,0	157,0
200	276,5	388,5	416,0	139,5
210	269,0	363,5	391,5	122,5
220	259,5	336,5	364,5	105,0
230	248,0	307,0	335,0	87,0
240	233,0	273,5	301,5	68,5
250	216,0	241,0	269,0	53,0
260	196,5	226,5	234,5	38,0
270	174,5	172,0	200,0	25,5
280	150,5	137,0	165,0	14,5
290	124,5	124,5	152,5	8,0
300	97,5	74,0	102,0	4,5
310	71,5	47,0	75,0	3,5
320	48,0	24,5	52,5	4,5
330	27,0	10,0	38,0	8,0
340	12,0	0,0	28,0	16,0
350	2,5	28,5	56,5	34,0
360	0	37,5	65,5	65,5

Entfernung wächst wieder bis auf 65,5 Millimeter. In dieser Periode beginnt bereits das Saugen.

Das Luftaustrittsventil wird bei 340° geöffnet und bei 69° geschlossen, so daß nur während eines Theiles der Saugperiode Austritt stattfindet.

Das 1,8 Meter hohe Schwungrad besitzt ein Gegengewicht, welches während der Saugperiode den Gang unter-

gefunden, so daß die Verbrennung als eine vollständige anzusehen ist.

Außer vorstehenden Beobachtungen ist noch zu bemerken, daß beim Anlassen die Maschine ein Paar Umgänge mit offenem Schmierhahn machen muß, und daß dieselbe eine sehr reichliche und alle Viertelstunden wiederholte Schmierung bedarf, so daß täglich 0,5 Kilogramm Oel erfordert wird. Die Entzündung muß etwas vor dem Verschluß des Schiebers geschehen.

Ganz analoge Resultate gaben Versuche mit einer angeblich doppelt so starken Maschine, welche ebenfalls Herr Marinoni zur Disposition stellte, und welche im Conservatoire des Arts et Metiers gebremst wurde. Der Cylinder dieser Maschine hatte 24 Centimeter Durchmesser, der Hub betrug 12 Centimeter, also das pro Hub erzeugte Volumen 5,43 Liter. Da die Einströmung erst nach der Hälfte des Hubes abgesperrt wurde, so kann man dafür 5,5 Liter ansetzen.

Diese Maschine war sehr vorzüglich gearbeitet. Sie hatte zwei ungleiche Schwungräder, die als Riemenscheiben dienten. Die bronzenen Schieber für den Gaseintritt und Austritt lagen vollkommen dicht auf. Das Kühlwasser circulirte in sinnreicher Weise um den Cylinder und seine Canäle. In allen übrigen Einrichtungen war sie untadelhaft und wich nur wenig von der zuerst geprüften Maschine ab. Weiter unten werden wir noch einige Erläuterungen zu den Zeichnungen auf Taf. 7 geben.

Man stellte auf der Gasleitung einen Gasmesser auf, der aus einem kleinen, 300 Liter fassenden und mit der Straßenleitung in Verbindung stehenden Gasometer gespeist wurde. Durch den Gasometer wurden die kleinen, durch das Saugen hervorgerufenen Schwankungen der Pressung so ausgeglichen, daß die Pressung während jedes Versuches gleich blieb und von einem Versuche zum anderen nur um 15 bis 25 Millimeter Wassersäule Ueberdruck über den atmosphärischen Druck differirte. Zugleich diente der Gasometer zur Controle für die Anzeigen des Gasmessers, mit welchem seine Angaben bis auf ca. 2 Proc. übereinstimmten. Die Umdrehungszahlen der Maschinen wurden durch einen Spielzähler bestimmt, das Kühlwasser in Aichgefäßen gemessen, die Leistung durch denselben äquilibrirten Brems, wie beim ersten Versuche, bestimmt. Seine Belastung blieb während der Dauer eines Versuches constant und variirte bei den verschiedenen Versuchen von 1,75 bis 4,5 Kilogrammen, so daß die Arbeit pro Umdrehung sich im Maximum auf 42,42, im Minimum auf 16,5 Kilogrammmeter belief. Der normale Gasverbrauch ist zu 0,42 Liter pro Umdrehung anzusehen und sank ausnahmsweise auf 0,321 Liter, so daß das Leuchtgas resp. $\frac{0,42}{5,5} = 0,076$ und $\frac{0,321}{5,5} = 0,058$ von dem Gemenge ausmachte, mit welchem die Maschine gespeist wurde.

Der erste Versuch wurde am 17. März 1861 mit ganz geöffnetem Hahne und einer Bremsbelastung für eine Pferdekraft vorgenommen, wobei soviel Kühlwasser gegeben wurde, daß es nur bis zur Temperatur des Kochpunktes erwärmt wurde. Die Maschine arbeitete bei guter Schmierung regelmäßig und blieb nur einmal stehen; bei der Wiederingangsetzung entstand am Ende des Austrittsrohres eine ziemlich starke Explosion.

Beim zweiten Versuche am 18. März fand die Zündung nur in der einen Kammer des Cylinders regelmäßig statt; man wechselte daher einen der Zündapparate aus, dessen Platindrähte durch den Stoß des Kolbens zerdrückt worden waren.

Beim dritten Versuche am 19. März wurde ein Zutrittscanal durch einen Hahn halb geschlossen, wodurch ein viel weniger regelmäßiger Gang erzeugt wurde, obschon man einen Theil des Bremsgewichtes abgenommen und dasselbe successive auf 1,75 und 3 Kilogramme vermindert hatte. Am Abend dieses Tages ließ man die Maschine mit und ohne Gasometer arbeiten, um den Einfluß derselben auf die Gasflammen in den benachbarten Amphitheatern zu beobachten.

Am 20. März wurde wieder so, wie am ersten Versuchstage, gearbeitet, jedoch die Kühlwassermenge so verstärkt, daß es nur mit 50° Temperatur abfloß. Der Gang war gut, obwohl etwas unegal. Man öffnete den Cylinder und reinigte alle Theile, wobei die weiter unten angegebenen Bemerkungen gemacht wurden.

Am 22. März wurde unter gleichen Umständen, wie am 17., ein längerer Versuch mit einem stärkeren Kühlwasserquantum abgeführt. Das Wasser floß mit 90° C. ab, die Maschine blieb 3 mal stehen und bei dem Wiederanlassen fand eine Explosion statt. Bei diesem und dem vorigen Versuche wurden die Data über den Verbrauch bei der Batterie und der Schmierung gesammelt.

Die auf nächster Seite folgende Tabelle enthält die bei diesen verschiedenen Versuchen gewonnenen Resultate. Die Versuche mit gestörter Gaszuleitung sind darin besonders getrennt gehalten.

Versuche am	17. März	20. März	22. März	19. März	16. März
Dauer des Versuches in Stunden	5,00	3,85	4,80	1,20	1,00
Totale Umdrehungszahl	28350	24165	30975	—	—
Umdrehungen pro Minute	94,5	101,06	107,55	129,03	131,9
Belastung des Bremses in Kil.	4,5	4,2	4,2	1,75	3,0
Arbeit pro Umdrehung in Kil.-Met.	42,42	39,58	39,58	—	—
Arbeit pro Secunde in Kil.-Met.	67,81	67,24	74,28	—	—
Arbeit in Pferdekräften	0,9	0,896	0,99	0,88	0,83
Gasverbrauch in Litern	12056	10000	13000	3000	3000
Gasvolumen pro Umdrehung, Liter	0,402	0,414	0,420	0,321	0,379
Gasvolumen pro stündliche Pferdekraft	2698,8	2825,5	2708	5252	3619
Volumen des Gasgemenges in Litern pro Minute	520	561	592	715	725
Totales Volumen des Gasgemenges, Liter	31200	33660	31520	42900	43500
Verhältniß des Leuchtgases zum Ganzen	0,077	0,075	0,085	0,056	0,058
Temperatur des Gases beim Austritt	150°	154°	—		
Kühlwasserverbrauch in Litern	554	1164	684		
Temperatur des Wassers beim Eintritt	10°	10°	10°		
" " " " Austritt	92°	60°	90°		
Wärmemenge, die vom Wasser aufgenommen wurde, in Calorien	45328	58200	54720		
Wärmemenge, die durch die Verbrennung erzeugt wurde, in Calorien (berechnet)	72336	60000	78000		
Proportionäler Wärmeverlust durch das Kühlwasser	62,6	97,0	69,0		

Hiernach ergiebt sich bei den hauptsächlichsten Versuchen am 27., 22. und 20. März der Verbrauch an Leuchtgas im Mittel zu

$$1/3 . (2698{,}8 + 2825{,}5 + 2708) = 2744{,}1 \text{ Litern.}$$

Diese Ziffer scheint den günstigsten Gasverbrauch pro Pferdekraft und Stunde auszudrücken, da sich derselbe höher herausstellt, wenn man der Luft weniger Gas beimengt. Auch scheint die Maschine nur für eine Leistung von 1 Pferdekraft mit Vortheil benutzt werden zu können.

Der Indicator konnte diesmal so aufgestellt werden, daß die Diagramme eine Basis von fast gleicher Länge mit dem Hube erhielten. Von dem Hube wurden 0,087 Meter vor der Herstellung des die Zündung vermittelnden Contactes, 0,053 Meter nach derselben zurückgelegt. Der Zwischenraum zwischen den zwei Platten (n und o auf Taf. 13 des vorigen Jahrganges dieser Zeitschrift) beträgt 14 Millimeter, was in Beziehung zur Dicke des Kolbens (30 Millimeter) eine Differenz von 16 Millimetern giebt. Die Diagramme zeigten aber, daß sich der Druck im Cylinder erst bei einer mittleren Distanz von 80 Millimetern vom Anfange jedes Hubes an entwickelte, und daß also der Moment der Zündung nicht unbedeutend von demjenigen verschieden ist, in welchem sie der Construction nach erfolgen sollte. Der Indicator kann also für die Regulirung solcher Maschinen nicht minder nützlich werden, als für Dampfmaschinen. Bei der gebremsten Maschine trat in der der Schwungradwelle zunächst liegenden Kammer die Entzündung etwas später ein, bisweilen um so viel, daß der Kolben noch 30 Millimeter zurücklegen konnte, auch gab es zwischen den aufeinanderfolgenden Zündungen in einer und derselben Kammer Differenzen von 12 bis 18 Millimetern. Dabei ist die Geschwindigkeit der Maschine von großem Einflusse, indem bei dem günstigsten Gange mit ca. 80 Umdrehungen der Abstand zwischen den aufsteigenden Curven der Diagramme nur 22 bis 27 Millimeter, bei 200 Umdrehungen aber bis 65 Millimeter betrug. Hiernach scheinen 100 Umdrehungen schon etwas zuviel zu sein. Uebrigens bemerkt man auch, daß die größte Ordinate in der Regel größer ist, wenn die Entzündung möglichst nahe in der Mitte des Hubes erfolgt. Die beobachtete größte Ordinate maaß 48 Millimeter, was 5,86 Atmosphären Spannung entspricht. In der anderen Kammer wurden dagegen nur 36 bis 40 Millimeter Ordinatenlänge erhalten, und dieser Umstand dürfte auf die Nothwendigkeit der Unterhaltung eines sehr guten Contactes hinweisen und die beobachteten Unregelmäßigkeiten in der Geschwindigkeit erklären.

Fig. 12 auf Taf. 7 giebt in verkleinertem Maaßstabe eines der besten Diagramme. Bei CD und C_1D_1 ist die dem Mariotte'schen Gesetze entsprechende Curve beigefügt, und man erkennt daraus, daß die Spannung viel rascher

sinkt, weshalb die Gasmotoren auch einen viel geringeren Hub erhalten haben, als Dampfmaschinen.*)

Was die Verbrennungsgase anlangt, so weiß man nach den Analysen von Payen, daß ein Cubikmeter Leuchtgas aus

0,59 Cubikmeter leichtem Kohlenwasserstoffgas,
0,09 „ schwerem „
0,07 „ Kohlenoxydgas,
0,21 „ Wasserstoffgas,
0,04 „ Stickstoffgas

zusammengesetzt ist, und da das leichte Kohlenwasserstoffgas 2 Volumina Sauerstoff, das schwere Kohlenwasserstoffgas 3 Volumina, das Wasserstoff- und Kohlenoxydgas ½ Vol. Sauerstoffgas zur vollständigen Verbrennung bedürfen, so könnte man der Theorie nach 0,13 Leuchtgas zu 1 Vol. atmosphärischer Luft mengen. Da man aber nur 0,077 Leuchtgas giebt, so ist eigentlich das Gemenge zu reich an atmosphärischer Luft und wird nicht die Wärme und Expansivkraft besitzen, welche bei einem stärkeren Gehalte an Leuchtgas möglich wäre, aber im letzteren Falle würde auch die Erhitzung des Cylinders eine größere werden, was einen schwierigeren Gang geben würde. Uebrigens stand bei den Versuchen der Gashahn vollständig offen, so daß so viel Leuchtgas zutreten konnte, als für die Maschine zuträglich war.

Das bei gutem Gange der Maschine aufgefangene Verbrennungsgas besaß nach einer unter Bousstngault's Leitung ausgeführten Analyse:

Sauerstoff	2,89
Kohlensäure	8,18
leichtes Kohlenwasserstoffgas	1,17
Wasserstoff	1,72
Stickstoff	86,04
	100,00

und hiernach ist nur sehr wenig unverbranntes Wasserstoff- und leichtes Kohlenwasserstoffgas darin vorhanden, also die Verbrennung ganz günstig gewesen. Berechnet man die Zusammensetzung der Gase, welche ein Gemenge von 0,077 Leuchtgas und 0,923 atmosphärischer Luft bei der Verbrennung haben müßte, so giebt die Theorie (unter Vernachlässigung des gebildeten Wassers):

Sauerstoff	8,67
Kohlensäure	7,40
Stickstoff	83,93
	100,00

und diese Zusammensetzung nähert sich der wirklich gefundenen in sehr befriedigender Weise, wenn man zugleich bedenkt, daß ein Theil des Schmieröles beim Verbrennen einen Theil Sauerstoff absorbirt haben wird.

Die bei der Verbrennung des Leuchtgases entwickelte Wärmemenge berechnet sich nach den Angaben von Favre und Silbermann, wenn man die latente Wärme des gebildeten Wasserdampfes in Abzug bringt. Die Einzelheiten dieser Rechnung zeigt folgende Uebersicht:

	Gewicht	Heizeffect
Leichtes Kohlenwasserstoffgas	0,59 . 0,727 = 0,429	0,429 . 11798 = 5061,24
Schweres „	0,09 . 0,275 = 0,025	0,025 . 11081 = 277,02
Kohlenoxydgas	0,07 . 1,263 = 0,088	0,088 . 2402 = 211,38
Wasserstoffgas	0,21 . 0,090 = 0,019	0,019 . 29003 = 551,06
Stickstoffgas	0,04 . 1,256 = 0,050	0,050 . 0 = 0,00
1 Cubikmeter Leuchtgas	0,611	6100,70

Also entwickelt 1 Cubikmeter Leuchtgas etwa 6000 Calorien; so hoch jedoch auch diese Temperatur ist, so ist es doch nicht verwunderbar, daß die Temperatur der Gase sich so rasch abkühlt, weil ja pro Spiel nur 0,000402 Cubikmeter Gas eingeführt, also auch nur 24 Calorien entwickelt werden.

Von dieser Wärme wird ein großer Theil durch das Kühlwasser absorbirt, indem man mindestens 120 Liter pro Stunde und Pferdekraft, also 4 mal so viel als das Speisewasser bei Hochdruckmaschinen beträgt, rechnen muß. Nach den Beobachtungen vom 20. März würden dadurch 97 Proc. der totalen Wärme verloren, indessen muß man wohl mehr die Versuche vom 17. und 22. März zum Anhalten nehmen, bei denen sich dieser Verlust auf 66 Proc. im Mittel herausgestellt hat.

Schwieriger ist die Ermittelung des Wärmeverlustes durch die abziehenden Verbrennungsgase, deren Temperatur nicht unter 220° abzuschätzen ist, da sie am Ende einer 3 Meter langen Leitung noch über 150° Wärme zeigten. Eine annähernde Bestimmung für die Temperatur dieser Gase im Moment der Enzündung giebt die beobachtete Maximalspannung von 6 Atmosphären, indem man den Ausdehnungscoefficienten $1 + 0{,}00367\,t = 6$ setzen kann und daher $t = \frac{5}{0{,}00367} = 1362°$ findet. Allein diese Temperatur entwickelt sich nur nach und nach und wird sofort wieder durch die Abkühlung an den kalten Wänden des Cylinders herabgezogen, so daß man unter Berücksichtigung der

*) Dasselbe zeigen auch die Indicatordiagramme, welche Herr Eyth a. a. O. publicirt hat. D. Red.

bei der Expansion des Gemenges absorbirten Wärme am Ausgange aus dem Cylinder nur auf 250° Wärme rechnen kann. Angenommen, das Gemenge wiege vor der Verbrennung 1 Kilogramm pro Cubikmeter, werde im Cylinder bis auf 250° abgekühlt und besitze eine Wärmecapacität = 0,25, so läßt sich aus den Versuchen vom 17. und 22. März, wo das Gewicht der Gase im Mittel 31360 Kilogramme betrug, nachweisen, daß dieselben nur

$$0{,}25 \,.\, 250 \,.\, 31360 = 1960 \text{ Calorieen}$$

oder 0,026 von der ganzen Wärme absorbirt haben können. Wenn man das Joule'sche Wärmeäquivalent (425) auf die geleistete Arbeit von 1 Pferdekraft anwendet, so ergiebt sich als nützlich verwendete Wärme in der Zeit von 4,9 Stunden

$$\frac{4{,}9 \,.\, 3600 \,.\, 75}{425} = 3113 \text{ Calorieen},$$

was von der durch die Verbrennung erzeugten totalen Wärmemenge von 75166 Calorien blos 0,04 ausmacht, und demnach wird diese Wärme in folgender Weise consumirt:

zur Erwärmung des Kühlwassers	0,66
in den austretenden Gasen geht ab	0,03
zur Verrichtung von Arbeit	0,04
durch Ausstrahlung u. sonst geht verloren	0,37
	1,00

Uebrigens macht hiernach der Gasmotor, wie die Dampfmaschinen, etwa $\frac{1}{25}$ der Wärme nutzbar.

Rechnet man, daß eine Dampfmaschine ohne Condensation 3 Kilogramme Steinkohle pro Pferdekraft und Stunde consumirt, was 3 . 8000 = 24000 Calorien entspricht, so sieht man, daß eine Gasmaschine bei einer Consumtion von 2750 Litern Gas nur 2,750 . 6000 = 14500 Calorien beansprucht, also die Wärme eigentlich besser ausnutzt. Allein in ökonomischer Beziehung stellt sich der Vergleich ganz anders, weil 1 Kilogramm Steinkohle nur 0,04, 1 Cubikmeter Leuchtgas aber 0,3 Franc kostet; die Gasmaschine ist alsdann 6 mal so theuer. Auch der Vergleich bezüglich der mit dem Wasser verloren gehenden Wärme ist interessant, denn eine Condensationsmaschine braucht pro Pferdekraft und Stunde etwa 400 Liter Wasser, welche um 40° erwärmt werden, also 16000 Calorien consumiren, und nur 0,6 mal soviel Wärme nimmt das auf 120 Liter anzusetzende Kühlwasser des Gasmotors mit, welches um 80° erwärmt wird*). Der ökonomische Vortheil der Dampfmaschine beruht also zunächst in dem billigeren Brennmaterial.

Wegen der hohen Temperatur ist auch der Verbrauch an Schmiermaterial sehr ansehnlich; er betrug

am 17. März in 5 Stunden 160 Gramme,
„ 22. „ „ 4,8 „ 215 „

und der Kostenaufwand für Schmierung kann also zu 0,1 Franc pro Stunde Arbeitszeit angesetzt werden. Wenn nicht alle Viertelstunden reichlich geschmiert wird, so fängt die Maschine an, langsamer zu gehen.

Der Aufwand für die Batterie, welche aus zwei Bunsen'schen Elementen mit 25 Centimeter hohen, 18 Centimet. tief eintauchenden Kohlencylindern bestehen muß, wurde bei dem 4,75 Stunden anhaltenden Versuche am 20. März ermittelt. Die Batterie war mit 3,849 Kilogrammen verdünnter Schwefelsäure von 16° am Aräometer und mit 0,63 Kil. Salpetersäure von 38° gefüllt und diese Säuren zeigten am Ende des Versuches noch resp. 19 und 35°, während das Gewicht des frisch amalgamirten Zinkcylinders um 19 Gramm abgenommen hatte. Aehnlich waren die Ergebnisse am 22. März, wo 3,414 Kil. verdünnte Schwefelsäure von 15° und 0,667 Kilogr. Salpetersäure von 38°, welche am Ende des 5stündigen Versuches resp. 17 und 35° zeigten, angewendet, und 19 Gramme Zink aufgelöst wurden. Nach einer vorgenommenen Analyse enthält die Flüssigkeit 26,248 Gramm Zink pro Liter und diese Bestimmung ist wohl noch zuverlässiger, als die blose Wägung der Cylinder; überhaupt kann man den Verbrauch der Batterie im Durchschnitt sicher zu 6 Grammen Zink pro Stunde ansetzen. Berechnet man dann den entsprechenden Verbrauch an Säure, so ergiebt sich folgender Kostenaufwand pro Stunde:

0,006 Kilogr.	Zink à 0,8 Franc	0,0048	Franc
0,008 „	Schwefelsäure à 0,18 Franc	0,0015	„
0,016 „	Salpetersäure à 0,56 Franc	0,0090	„
	Summa	0,0153	Franc.

Da aber die Säuren nicht bis zur gänzlichen Sättigung tauglich bleiben, so ist dieser Aufwand etwa doppelt so hoch, nämlich auf 0,03 Franc abzuschätzen.

Die Gasmaschine bedarf häufig einer sorgfältigen Reinigung, denn am 22. März fanden wir einen dicken Filz auf sämmtlichen nicht der Reibung ausgesetzten Flächen, Verstopfungen in den Canälen des Cylinders und Incrustationen in den Wassercanälen; auch bedarf diese Maschine eines aufmerksamen und mit ihrer Auseinandernahme ganz vertrauten Maschinisten, der zugleich die Batterie gut zu bedienen verstehen muß.

Die Beobachtungen über den Einfluß des Ganges einer solchen Maschine auf die Gasbrenner in der Nachbarschaft zeigten, daß bei directer Speisung aus der Straßenleitung die Brenner in 10 Meter Entfernung erloschen, diejenigen in 40 Meter Entfernung aber sehr unangenehm flackerten; ein Gasometer von 300 Liter Inhalt pro Pferdekraft ist also unentbehrlich, aber auch genügend zur Beseitigung dieses Uebelstandes.

*) In unserer Quelle ist letztere Wärmemenge zu 16000 Calorieen angegeben, was wohl nur ein Druckfehler sein kann.

D. Red.

Trotz der im Vorstehenden erwähnten Nachtheile ist die Gasmaschine ohne Zweifel als ein für die kleine Industrie wichtiger Motor anzusehen, da sich für 1 Franc pro Stunde eine Leistung von einer effectiven Pferdekraft (oder soviel als von mindestens 12 Menschen) erkaufen läßt, die Maschine leicht und überall aufgestellt werden kann und nur so lange Brennstoff consumirt, als sie arbeitet; sie wiegt ungefähr 700 Kilogramme. Dagegen wird sich ihre Anwendung niemals da empfehlen lassen, wo die Aufstellung einer Dampfmaschine möglich ist und wo die Beschaffung des Kühlwassers Schwierigkeiten macht. Das Letztere kann zwar wieder benutzt werden, wenn man es auffängt und sich auskühlen läßt, und man hat sehr sinnreiche Vorrichtungen angegeben, welche die geringere Schwere des warmen Wassers benutzen, um es nach dem Reservoir zurückzuheben, aus welchem es nach der Maschine abfließt, aber man braucht wenigstens ein Bassin von 10 Hektoliter Inhalt, um das Quantum von 120 Litern genügend auszukühlen.

Schlüßlich mag noch die Beschreibung der gebremsten Maschine folgen, welche auf Taf. 7 dargestellt ist.

Fig. 6 ist ein Längendurchschnitt nach der Are der Maschine,

Fig. 7 ein Querdurchschnitt, welcher die Einrichtung der Wassercirculation zeigt,

Fig. 8 zeigt die Vorrichtung zur Entzündung des Gasgemenges,

Fig. 9 einen Durchschnitt durch die Anzünder, welche den Funken nach dem Inneren des Cylinders leiten,

Fig. 10 und 11 die Details zu dem Einlaßschieber.

A ist die Schwungradwelle mit den beiden als Riemenscheiben benutzten Schwungrädern A_1 und A_2 von beziehentlich 0,975 und 0,745 Meter Durchmesser.

a ist die darauf steckende Kurbel und

a_1 die gegabelte Lenkerstange, welche an die Kolbenstange c angeschlossen ist.

B ist der an beiden Enden mit hohlen Deckeln b, b_1 geschlossene Cylinder, welcher in dem Mantel B_1 liegt.

C ist der Kolben, dessen Stange c durch die Stopfbüchse c_1 und Führung c_2 getragen wird. Seine Liderung besteht aus drei übereinanderliegenden concentrischen Federringen.

D ist der Einlaßschieber, welcher durch das Excenter d an der Schwungradwelle bewegt wird; er paßt über zwei Reihen von Einlaßöffnungen in den beiden Kammern E des Cylinders. Das Gas tritt durch die Röhrchen d ein, die Luft durch den zwischen den beiden Seitenflächen des Schiebers vorhandenen Schlitz, welcher mit den Oeffnungen d_1 zwischen den Röhrchen d communicirt.

D_1 ist der Austrittsschieber, welcher blos einfache rectanguläre Canäle besitzt.

E sind gußeiserne Gehäuse, in welche das Gas durch die Röhren e mit Hähnen eingeführt wird; sie communiciren mit dem Cylinder durch rectanguläre Schlitze, vor welchen sich der Schieber bewegt.

E_1 sind ebensolche Gehäuse für den Austritt der Verbrennungsgase, welche durch zwei sich bald dahinter vereinigende Rohre abziehen.

F ist das Wasserzuführungsrohr. Das Wasser geht in das Gehäuse E und aus diesem durch das Rohr f nach dem anderen Gehäuse E_1, in diesem abwärts und von da durch das gebogene Rohr F_1 nach dem Cylinder, aus welchem es durch G entweicht.

H Dräthe, welche von der Batterie nach der Inductionsrolle gehen.

I Inductionsrolle, welche einerseits mit dem Cylinder, andererseits mit dem, auf Buchsbaumholz isolirten Conductor i in Berührung steht.

J, J_1 isolirte kupferne Leiter, welche mittelst überzogener Dräthe mit den Anzündern K, K_1 verbunden sind.

L Isolirrolle an der Kolbenstange mit der Zunge l, welche die Verbindung zwischen dem stets berührten Conductor i und den besonderen Leitern jeder Kammer J und J_1 herstellt. Sobald diese Zunge l die Leitung herstellt zwischen den Conductoren i und J_1, springt der Funke in der hinteren Kammer über und zündet dort u. s. w.

K ein die Zündung vermittelnder, am Cylinder angeschraubter Bolzen, dessen Are ein Porzellancylinder mit 2 Platindräthen bildet, wovon der Eine mit dem Conductor J, der Andere mit dem Metallbolzen selbst in Verbindung steht. Zwischen beiden springt der Funke über, sobald die Leitung durch die Zunge l hergestellt wird.

Verbesserung an Weichensignalscheiben.

Von

C. A. Schmidt, Betriebsingenieur an der Sächs. Böhm. Staatseisenbahn.

(Hierzu Figur 1 bis 6 auf Tafel 8.)

Die Stellung der Weichen (Ausweichungen, Wechsel) in den Schienengleisen der Eisenbahnen wird in der Regel durch eine Signalvorrichtung erkenntlich gemacht, die an den meisten Eisenbahnen für den Tagesdienst in einer angestrichenen aufrecht stehenden Blechscheibe besteht, welche, in Verbindung mit dem Weichenhebel gebracht, sich um 90 Grad bewegen kann, so daß bei der einen Stellung der Weiche die volle Scheibe, bei der anderen Stellung derselben die schmale Seite der Scheibe sichtbar ist; für den Nachtdienst dagegen wird an diese Scheibe eine Laterne gehangen, welche sich mit dieser ebenfalls dreht und für die eine Stellung farbiges, für die andere Stellung weißes Licht zeigt.

Es ist nun für die Sicherheit des Eisenbahnbetriebes von größter Wichtigkeit, daß diese Signalvorrichtungen aus größtmöglicher Entfernung gesehen werden können, damit der Bahnzug bei wahrgenommener falscher Weichenstellung noch zeitig genug zum Stillstand gebracht werden kann, um Unglücksfälle, die sehr oft aus diesen Veranlassungen entstehen, zu verhüten.

Die übliche Signalvorrichtung für den Nachtdienst mit der Laterne ist nun ziemlich weit zu sehen, dagegen die gewöhnlich nur 1 Quadratfuß große Blechscheibe für den Tagesdienst nur auf geringere Entfernung. Selbst wenn die Scheibe vergrößert wird, ist diese doch in dem Falle auf keine große Entfernung zu erkennen, wenn die dem ankommenden Zuge zugewendete Seite im Schatten liegt oder einen dunklen, verschiedenfarbigen Hintergrund hat.

Dieser letztgenannte Uebelstand veranlaßte mich, eine Scheibe zu construiren, bei welcher auch die Schattenseite noch erleuchtet erscheint und sonach ebensoweit gesehen werden kann, als die erleuchtete Scheibenseite.

Dieses ist mir nun auch durch eine jalousienartig durchbrochene Scheibe gelungen und sind die mit derselben angestellten Versuche sehr günstig ausgefallen.

Diese Scheibe, welche in Fig. 1 in der Vorderansicht, in Fig. 2 in der Seitenansicht, in Fig. 3 in der Rückansicht und in Fig. 4 im horizontalen Querdurchschnitte dargestellt ist, hat 20 Zoll im Durchmesser und ist aus einzelnen Abschnitten eines Kegelmantels, wie Fig. 5 zeigt, zusammengesetzt, dessen Grundfläche 20 Zoll im Durchmesser hält und dessen Spitze einen rechten Winkel bildet. Die Schnitte des Mantels gehen parallel der Grundfläche bei je $2^3/_4$ Zoll Breite in der Richtung vom Umfange der Grundfläche nach der Spitze zu gemessen.

Diese einzelnen Abschnitte werden nun in der gehörigen Entfernung gegen einander dadurch gehalten, daß der runde Weichenstab a b, Fig. 1, der $^7/_8$ Zoll stark ist, in der Mitte der Breite der einzelnen Abschnitte in der Richtung des verticalen Durchmessers durchgesteckt ist und so die horizontale Verschiebung verhindert, dagegen ein $^1/_4$ Zoll starker Eisendrath c d in der nämlichen Weise horizontal durch die einzelnen Abschnitte und an dem Kreuzungspunkte mit dem Weichenstabe bei e durch diesen selbst auch durchgesteckt wird und so die verticale Verschiebung hindert. Durch das Durchstecken des horizontalen Drathes c d durch den Weichenstab bei e wird zugleich die Drehung der so gebildeten Scheibe am Stabe selbst verhindert und muß sich so die Scheibe mit dem Stabe bei der Bewegung des Weichenhebels drehen.

An den äußeren Scheibenring werden die beiden Häkchen f f zum Anhängen der Weichenlaterne befestigt.

Auf diese Weise ist die Scheibe sehr billig herzustellen und genügt hierzu ein schwaches Eisenblech, von welchem der Quadratfuß $1^2/_3$ Pfund wiegt, vollkommen, die nöthige Steifigkeit zu erzielen, wenn nur das Blech selbst vor dem Ausschneiden der einzelnen Theile gehörig gespannt wird. Zur Herstellung einer solchen Scheibe ist nach Fig. 6, welche den aufgerollten Kegelmantel mit dem überstehenden Streifen a, b, c, d zur Vernietung der einzelnen Abschnitte zeigt, eine Blechtafel von 24 Zoll Breite und 29 Zoll Länge erforderlich. Die Löcher zum Durchstecken des Weichenstabes

und des Drathes werden vor dem Zerschneiden der Tafel vorgezeichnet und durchgeschlagen und ist denselben nur nach der Zusammennietung der einzelnen Abschnitte durch Nachfeilen eine elliptische Form zu geben, da die runden Stäbe nicht rechtwinkelig, sondern unter 45 Grad Neigung durchgesteckt werden.

Die Scheibe selbst erhält dann den an jeder Bahn üblichen Oelfarbenanstrich.

Zu vorstehendem Aufsatze des Herrn Betriebsingenieur Schmidt in Königstein kann ich auf Grund eigener Wahrnehmung und auf Grund der Urtheile unserer Locomotivführer gern bestätigen, daß eine seit 12. December d. J. im Hauptgleise der Sächsisch-Böhmischen Staatseisenbahn bei K. aufgestellte Weichenscheibe der Schmidt'schen Construction sehr vorzüglich, und bei Weitem besser zu sehen ist, als die früher daselbst befindlich gewesene mit gleichgroßer ebener Platte.

Betriebsoberinspector **B. Tauberth.**

Versuche über den Ausfluß des Dampfes.

Von

Minary & Résal.

(Hierzu Figur 12 bis 14 auf Tafel 8.)

Herr General Poncelet hat in den Comptes rendus de l'Academie des Sciences, tome XXXI, Sitzung vom 21. Juli 1845, gestützt auf die bis dahin angestellten Versuche, die Ansicht ausgesprochen, daß der Ausfluß der Luft nach denselben Gesetzen erfolge, als derjenige einer incompressibelen Flüssigkeit von der Dichtigkeit, welche die Luft im Reservoir besitzt, und seine späteren Versuche haben diese Behauptung bestätigt. Bei denselben fand aber im Reservoir nur ein noch einmal so hoher Druck statt, als vor der Ausmündung, und es wäre wohl möglich, daß die Poncelet'sche Hypothese auf den Ausfluß bei größeren Spannungsdifferenzen und vielleicht überhaupt auf den Ausfluß des Wasserdampfes nicht anwendbar sei, weshalb wir es nicht für überflüssig gehalten haben, über die letztere Art des Ausflusses besondere Versuche unter 1 bis 4 Atmosphären Druck anzustellen.

Der hierzu benutzte Apparat ist auf Tafel 8 in Fig. 12 abgebildet und hat folgende Einrichtung. Das Dampfrohr theilt sich in zwei Arme, welche mit Hähnen versehen sind. Das eine Rohr mündet in ein blechernes cylindrisches Gefäß aus, den Vorwärmer (rechauffeur), welches am unteren Ende mit einem kleinen, stets offen bleibenden Loche und oben mit einem metallenen Manometer zur Bestimmung der Dampfspannung versehen ist. Das andere Rohr bildet in diesem Gefäße ein Schlangenrohr, welches zuerst von oben nach unten und dann geradlinig wieder in die Höhe geführt ist. Am unteren Ende des Schlangenrohres befindet sich eine kleine Ausblaseöffnung; das obere über den Vorwärmer heraustretende Ende ist auf die kurze Länge bis zur Ausströmungsmündung mit Heu umwickelt, um jede Condensirung von Dampf zu vermeiden. Kurz vor dem Ende biegt sich das Rohr vertical abwärts und endigt in einem leicht auszuwechselnden engeren Mundstück. Ein bei 0,5 Meter vor der Mündung angebrachtes Manometer mit comprimirter Luft dient zum Ablesen der Spannung.

Um nun eine bestimmte Spannung zu erzeugen, braucht man blos den Hahn des Schlangenrohres zu öffnen und durch Oeffnung des Hahnes im anderen Rohre den Raum des Vorwärmers bis zu derjenigen Temperatur, welche der beabsichtigten Spannung entspricht, zu erwärmen, oder wohl auch noch etwas höher; dabei wird zugleich möglichst trockener Dampf erhalten, wenn es auch nicht ganz gelingen will, vollständig alles übergerissene Wasser zu beseitigen. Die geringste Bewegung im Kessel, ein Ventil, welches abzublasen anfängt, oder sonst ein Zufall, verändert sofort den physikalischen Zustand des Dampfes und daher müssen wir gestehen, daß in dieser Beziehung unsere Versuche nicht ganz den Anforderungen an physikalische Experimente genügen können, wenn wir sie auch für praktische Zwecke als völlig maaßgebend ansehen; wenigstens haben wir jede Ueberhitzung der Dämpfe vermieden.

Um die Versuche nicht durch den Anfangs- und Endzustand fälschen zu lassen, namentlich um das Gewicht des ausgeströmten Dampfes nicht um das oft ziemlich beträchtliche Wasserquantum vermehrt zu erhalten, welches sich in dem Rohre in der Zeit zwischen zwei Versuchen condensirt, haben wir am Ende des Rohres eine sphärische Kammer mit einem Zweiweghahne angebracht (Fig. 13). An der Hauptbohrung des Hahnes befindet sich ein Trichter, welcher zum Theil in kaltes Wasser taucht, um die Condensation zu beschleunigen. Ein seitweis an diesem Trichter angebrachtes Loch wurde nach jedem Versuche geöffnet, um die in Folge der Condensation hervorgerufene Aufsaugung von Wasser, durch welche sonst die Wägungen gefälscht werden konnten, unschädlich zu machen. Eine andere mögliche Täuschung wurde durch ein Queckfilberbarometer vermieden. Da nämlich der Dampf bei seinem Austritt aus dem Rohre und Eintritt in die obere Kammer des Hahnes plötzlich die Geschwindigkeit ändert, so mußte dadurch eine Verminderung des Druckes erfolgen und deshalb wurde das obere Ende eines Queckfilberbarometers mit einer Oeffnung in dieser Kammer nahe über dem Austritt des Strahles in Verbindung gesetzt.

Bei den Versuchen wurde nun in folgender Weise verfahren. Das Condensationswassergefäß wurde mit einer bestimmten Menge Wasser gefüllt und auf eine Waage gestellt und tarirt. Dann öffnete man die Seitenbohrung des Zweiweghahnes, damit der Dampf durch ein vorgeschobenes Rohr entweichen könne, regulirte die Spannung nach dem Luftmanometer am Rohre und dem Metallmanometer am Vorwärmer und beobachtete, ob der Ausfluß regelmäßig stattfand, der Dampf kein übergerissenes Wasser enthielt, der Kessel von eingeschlossener Luft frei war u. s. w., ehe man den Zweiweghahn schnell um 90° verstellte und die Secundenuhr in Gang setzte. Nach Verlauf einiger Zeit (10, 20, ja 30 Minuten) wurde der Hahn ebenso rasch wieder zurückgedreht und die Uhr, welche Fünftelsecunden markirte, angehalten. Die beobachtete Vermehrung des Gewichtes des Condensationswassers gab das Ausflußquantum.

Natürlich sank der Manometerstand von Beginn des Versuches nach dem Ausgange zu, weil das wärmer werdende Wasser der Condensation einen größeren Widerstand leistete, doch war diese Abnahme so gering, daß wir das Mittel zwischen der Anfangs- und Endspannung als die durchschnittliche Spannung eingeführt haben. Obschon uns kein offenes Manometer zu Gebote stand und die Metallmanometer die Spannung nur bis auf $1/4$ oder gar $1/3$ Atmosphäre genau angeben, so kann doch hieraus für die Versuche kein wesentlicher Nachtheil abgeleitet werden, da dieses Manometer blos die Spannung im Vorwärmer zu messen hatte. Das geschlossene Luftmanometer hätte dadurch eine Unsicherheit erzeugen können, daß durch Condensation der Dämpfe im Rohre in der Zwischenzeit zwischen zwei Versuchen ein Theil der Luft angesogen werden konnte; deshalb haben wir das untere Ende des Röhrchens dieses Manometers auf einer Glocke befestigt, die mit dem Deckel des Manometergefäßes zusammenhängt und nahe bis zum Boden reicht, so daß die Luft sich nur in dieser Glocke ausdehnen, aber selbst durch viel stärkere Ansaugungen nicht aus dem Manometer entfernt werden kann. Die Theilung dieses Manometers wurde mittelst einer Druckpumpe und durch Vergleichung mit einem offenen Manometer nach halben Atmosphären aufgetragen, aber wir mußten für die hohen Pressungen ziemlich bedeutende Correctionen vornehmen. Denn einerseits beträgt der barometrische Druck zu Besançon nur 0,74 Meter Queckfilbersäule, andererseits konnte der Druck am Ende der Röhren, die zum offenen Manometer führten, leicht geringer sein, als derjenige bei dem dazwischen aufgestellten geschlossenen Luftmanometer, endlich konnten durch die Schwankungen des Queckfilbers andere Fehler veranlaßt werden; daher haben wir nach und nach verschiedene genau gewogene Queckfilbermengen in das Manometerrohr gebracht und ihre Länge sorgfältig gemessen, worauf uns eine graphische Aufzeichnung erkennen ließ, daß zwischen dem totalen Volumen v_0 dieses Rohres und dem einer Höhe h (in Millimetern) entsprechenden Volumen v die Beziehung:

$$\frac{v}{v_0} = \frac{1}{4} + \frac{3(h - 224)}{602}$$

bestehe, und daß unter Vernachlässigung der Senkung des Queckfilberspiegels im Gefäße (dessen Querschnitt über 300 mal so groß, als derjenige des Rohres war) die Anzahl n der Atmosphären aus der Theilung h gefunden werden könne durch:

$$n = \frac{h}{760} + \frac{781{,}5}{826 - h}.$$

Ueber die Berechnung dieser Versuche haben wir nun Folgendes zu bemerken:

Wenn man nach der gewöhnlichen Auffassungsweise annimmt, daß bei der Bewegung in Röhren die Gase sich allmälig und stetig bis zur Mündung ausdehnen, so sollte man nicht das Mariotte'sche Gesetz zu Grunde legen, weil nach Herstellung einer permanenten Bewegung nur ein sehr geringer Wärmeaustausch gegen die Wand möglich sein wird und bei der Ausdehnung der Gase ohne Wärmeabgabe an die Umgebung die Spannung rascher sinkt, als die Dichtigkeit. Jedoch scheint das Mariotte'sche Gesetz wegen der Kleinheit der Differenz zwischen den beiden specifischen Wärmen der Gase noch zulässig, von welcher die Potenz des Verhältnisses der Dichtigkeiten und also auch der Pressungen abhängt.

Bei der plötzlichen Ausdehnung des gesättigten Wasserdampfes kann man annehmen, entweder daß er sich partiell

unter Beibehaltung seiner Maximalspannung condensire, oder daß er sich wie ein Gas verhalte. Man überzeugt sich leicht, daß nur die zweite Hypothese zulässig ist,*) wenn sich auch der Wasserdampf in der Nähe des Sättigungspunktes nicht ganz so wie ein Gas verhält.

Unter Bezugnahme auf das oben über die Bewegung der permanenten Gase Gesagte erscheint es gestattet, anzunehmen, daß sich auch die Dämpfe bei der Bewegung eben so verhalten werden, und einfach das Mariotte'sche Gesetz zu Grunde zu legen, namentlich da man über die Größe und Beständigkeit des Verhältnisses zwischen den beiden specifischen Wärmen des gesättigten Wasserdampfes noch nicht im Klaren ist.

Seien p_0, γ_0 und F_0 Spannung und Dichtigkeit des Dampfes im Rohre und der Querschnitt des Letzteren, p, $\gamma = \frac{p}{p_0}\gamma_0$, F und v, Druck, Dichtigkeit, Querschnitt und Geschwindigkeit in der Mündung, Q das Ausflußquantum pro Secunde in Kilogrammen, so führt die Hypothese einer allmäligen stetigen Expansion auf die Ausflußgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\frac{2g\frac{p_0}{\gamma_0}\log.\frac{p_0}{p}}{1-\left(\frac{p}{p_0}\right)^2\left(\frac{F}{F_0}\right)^2}}$$

oder unter Berücksichtigung der Kleinheit des Verhältnisses zwischen dem Durchmesser der Mündung (0,004 Meter) und demjenigen des Rohres (0,15 Meter)*), auf:

$$v = \sqrt{2g\frac{p_0}{\gamma_0}.\log.\frac{p_0}{p}}.$$

Für $p = 0$ oder für den Ausfluß in den luftleeren Raum wäre hiernach die Geschwindigkeit unendlich groß und die Ausflußmenge in Kilogrammen

$$Q = F\sqrt{2g\,p\,\gamma\log.\frac{p_0}{p}} = 0,$$

was offenbar eine Absurdität ist. Für den Ausfluß in die freie Luft träte ein Maximum für $\frac{p_0}{p} = 1{,}65$ ein, was in Widerspruch mit unseren Versuchsresultaten tritt. Wir haben also diese Formel nicht zur Berechnung anwenden können.

Nimmt man dagegen an, daß die elastische Flüssigkeit sich im Inneren des Rohres wie eine tropfbare Flüssigkeit verhalte und bis zum Austritt dieselbe Spannung besitze, so erhält man die Gleichungen:

$$v = \sqrt{\frac{2g\frac{p_0-p}{\gamma_0}}{\left(1-\frac{F^2}{F_0^2}\right)}},$$

$$Q = F\sqrt{\frac{2g\,(p_0-p)\,\gamma_0}{1-\frac{F^2}{F_0^2}}}.$$

Diese Formel haben auch de Saint-Venant und Wantzel (Comptes rendus, 1843, 1845) benutzt und dabei gefunden, daß der Ausflußcoefficient μ dem Gesetze

$$\mu = \frac{1}{1+0{,}58\left(1-\frac{p}{p_0}\right)^{3/2}}$$

---

*) Construirt man eine Curve $o\,a_1$ (Fig. 14), deren Abscissen die Temperaturen und deren Ordinaten die entsprechenden Maximalspannungen sind, worin also der Temperatur $o\,a = t$ die Pressung $a\,a_1 = p$ entspricht, so würden bei Vermehrung oder Verminderung des Volumens des Dampfquantums die Temperaturen und Pressungen sinken oder steigen nach einem durch die Curve $b_1\,c_1$, welche auch durch den Punkt a_1 geht, repräsentirten Gesetze, wenn der Dampf sich wie ein permanentes Gas verhielte. Wenn aber die Curve $b_1\,a_1\,c_1$ diesseits von $a\,a_1$ über $o\,a_1$ und jenseits von $a\,a_1$ unterhalb $o\,a_1$ liegt, so wird diese Hypothese für eine Vermehrung des Volumens nicht zulässig sein, weil alsdann bei niedrigeren Temperaturen als t der Druck höher als das Maximum der Spannung sein würde. Eine gleiche Schlußfolgerung gilt auch für die Verminderung des Volumens. Es ist also klar, daß das Gegentheil stattfinden würde, wenn $b_1\,c_1$ eine andere Lage gegen $o\,a_1$ hätte. Sei p_1 eine beliebige Ordinate der Curve $a_1\,c_1$ entsprechend der Abscisse t_1, γ das Verhältniß der specifischen Wärmen des Dampfes unter constantem Druck und Volumen, $\varepsilon = \frac{\gamma-1}{\gamma}$, was stets kleiner als die Einheit sein wird, und α der Ausdehnungscoefficient für gesättigten Dampf, so hat man nach Poisson:

$$\frac{p_1}{p} = \left(\frac{1+\alpha t_1}{1+\alpha t}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}},\quad \text{also}\quad \frac{dp_1}{p} = \frac{\alpha}{\varepsilon}\left(\frac{1+\alpha t_1}{1+\alpha t}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}-1}\frac{dt}{1+\alpha t}$$

und für den Punkt a_1: $\frac{dp_1}{p} = \frac{\alpha}{\varepsilon}\frac{dt}{1+\alpha t}$.

Nun muß der unendlich kleine Zuwachs $\frac{dp}{dt}.dt$ der Ordinate der Curve $o\,a$ größer als dp_1 sein, wenn diese Curve jenseits von $a\,a_1$ über $a_1\,c_1$ hinaufgehen soll, also muß sein:

$$\frac{1}{p}\frac{dp}{dt} = \frac{d\log.p}{dt} > \frac{\alpha}{\varepsilon}\frac{1}{1+\alpha t}.$$

Nach Regnault's Versuchen steigt der Ausdehnungscoefficient, welcher bei größerer Entfernung vom Sättigungspunkte ziemlich demjenigen der Gase gleich ist, um so mehr, jemehr man sich diesem Punkte nähert. Zwischen 107 und 110° beträgt er für gesättigten Dampf 0,00509 und fällt zwischen 200 und 250° auf 0,00369; indessen hat man bis jetzt wohl noch nicht den genauen Werth von α für gesättigten Dampf bestimmt, ebenso wenig die Werthe von γ oder ε. Wäre der Wasserdampf ein permanentes Gas, so hätte man $\gamma = 1{,}21$ und $\varepsilon = 0{,}174$. Bezeichnet man mit r die latente Wärme des Wasserdampfes, mit ϱ seine Dichtigkeit, mit E das mechanische Wärmeäquivalent, so ist annähernd:

$$\frac{dp}{dt}\frac{1+\alpha t}{\alpha} = \varrho\,r\,E,$$

folglich wird aus der obigen Ungleichheit:

$$\frac{\varrho}{p} > \frac{1}{\varepsilon\,r\,E}.$$

Dies ist nicht möglich, wenn man $E = 440$, $r = 606{,}5 - 0{,}695\,t$ und $\varepsilon = 0{,}174$ einsetzt, daher läßt sich schließen, daß der Dampf sich bei einer plötzlichen Ausdehnung nicht condensirt, sondern sich wie, oder fast wie, ein permanentes Gas verhält.

*) Soll wohl 0,015 Meter heißen. D. Red.

folge, alſo mit dem Drucke zunehme. Unſere Verſuche haben uns das Gegentheil gezeigt, wie wir weiter ſehen werden.

Wegen der Niveaudifferenz zwiſchen dem Dampfrohr des Manometers und dem Queckſilberſpiegel, welche 0,98 Meter betrug, und wegen der Füllung des Communicationsrohres mit Condenſationswaſſer, mußten die Manometerangaben um 0,09 Atmoſphäre corrigirt werden.

Aus der in der Zeit t eines Verſuches geſammelten Condenſationswaſſermenge Q Kilogramm und dem mittleren Manometerſtande h_1 ergab ſich für uns der Ausflußcoefficient μ durch die Formel:

$$\mu = \frac{\sqrt{1-\left(\frac{F}{F_0}\right)^2}}{F\,t} \cdot \frac{Q}{\sqrt{\frac{2.9{,}8088.10{,}334}{760}\sqrt{(n.760-740+h_1)\gamma_0}}}$$

und die den Spannungen n entſprechenden Dichtigkeiten zeigt folgendes Täfelchen:

n =	1,39	1,95	2,51	3,04	3,60	4,20	4,79	5,37
γ_0 =	0,79128	1,08986	1,37136	1,63453	1,90886	2,20198	2,47618	2,74956.

Nach dieſen Vorbemerkungen kommen wir nun zur Beſprechung der Verſuche ſelbſt.

1. Ausfluß durch eine 4 Millimeter weite kreisförmige Oeffnung in dünnem Blech.

Die Mündung lag in der Axe der Röhre in der horizontalen Wand am Ende der Letzteren und war von beiden Seiten durch ſphäriſche Calotten zugeſchärft bis auf ¼ Millimeter Stärke. Manche Verſuche haben bis zu ½ Stunde Zeit gedauert, in nachſtehender Tabelle ſind ſie aber auf 20 Minuten oder 1200 Secunden Zeit reducirt.

	n	h	h_1	Q	$\frac{Q}{\mu}$	μ
1	1,39	10— 0	5	2,600	4,044	0,643
2	„	10— 0	5	2,650	4,044	0,655
3	„	20— 0	10	2,700	4,076	0,662
1. Mittel	„	—	—	—	—	0,653
1	1,95	20— 10	15	4,300	7,468	0,576
2	„	30— 15	22,5	4,300	7,503	0,573
3	„	20— 10	15	4,300	7,468	0,576
2. Mittel	„	—	—	—	—	0,575
1	2,51	130—110	120	5,500	10,784	0,510
2	„	125—105	115	5,450	10,763	0,507
3	„	135—115	125	5,550	10,805	0,513
3. Mittel	„	—	120	5,500	—	0,510
1	3,04	180—160	170	6,800	13,687	0,497
2	„	185—165	175	6,850	13,707	0,499
3	„	185—165	175	6,800	13,707	0,496
4. Mittel	„	—	175	6,817	—	0,497
1	3,60	185—165	175	7,800	16,536	0,472
2	„	205—188	196,5	7,800	16,602	0,470
3	„	205—185	195	7,800	16,597	0,470
5. Mittel	„	—	189	7,800	—	0,471
1	4,20	235—220	227,5	9,050	19,713	0,459
2	„	230—215	222,5	9,050	19,694	0,459
3	„	245—225	235	9,100	19,740	0,461
6. Mittel	„	—	228	9,067	—	0,460
1	4,79	260—245	252,5	10,200	22,674	0,445
2	„	260—240	250	10,200	22,664	0,445
7. Mittel	„	—	251	10,200	—	0,445
1	5,37	270—260	265	11,200	25,553	0,498
2	„	280—265	272,5	11,300	25,580	0,441
3	„	280—263	271,5	11,200	25,576	0,438
8. Mittel	„	—	270	11,233	—	0,439

Wenn man die Spannungen als Abscissen und die Ausflußcoefficienten als Ordinaten in großem Maaßstabe anträgt, so zeigt sich, daß die Mittelwerthe 1, 4, 6, 8 und ebenso die Mittelwerthe 1, 3, 5, 7, 8 bequem durch eine Curve verbunden werden können, und daß die beiden Curven höchstens um 1,95 Atmosphären von einander abstehen, was beweist, daß der größte Fehler nur 0,036 beträgt. Nimmt man eine mittlere Lage der Curve an, so findet sich:

für n = 1,5 2 2,5 3 3,5 4 4,5 5 Atm.

μ = 0,617 0,556 0,520 0,494 0,476 0,463 0,451 0,443

und hiernach läßt sich für die Ausflußcoefficienten in der dünnen Wand bei 4 Millimetern Oeffnungsweite die Formel:

$$\mu = 0{,}813 - 0{,}1546\,n + 0{,}01614\,n^2$$

aufstellen.

Um den Einfluß der Weite der Oeffnung zu ermitteln, wurde auch eine Reihe von Versuchen mit einer 6 Millimeter weiten Mündung in der dünnen Wand angestellt, wobei man aber von Atmosphäre zu Atmosphäre sprang und wegen allzuheftiger Stöße keine so hohe Spannung geben durfte. Die Beobachtungszeit betrug 10 Minuten.

Zahl der Versuche	n	h	Q	$\frac{Q}{\mu}$	μ
3	1,95	0	5,700	9,778	0,582
2	3,04	0	8,800	17,547	0,501
2	4,20	0	11,700	25,507	0,458

Die hier erhaltenen Coefficienten differiren nur wenig von den bei 4 Millimetern Mündungsweite erhaltenen, so daß die Mündungsweite und ihr Verhältniß zum Röhrenquerschnitte ohne Einfluß zu sein scheint.

2. Ausfluß durch ein conisches Mundstück.

Dasselbe hatte 42 Millimeter Länge, war in der Mündung 3,5 Millimeter weit und in der Basis so weit, wie das Rohr. Die Resultate enthält folgende Tabelle.

	n	h	h_1	Q	$\frac{Q}{\mu}$	μ	Mittel
1	1,38	10— 0	5	2,500	4,044	0,808	0,808
	"	10— 0	5	"	4,044	0,808	
	"	10— 0	5	"	4,044	0,808	
2	1,95	60— 40	50	3,650	7,634	0,625	0,627
	"	65— 43	54	3,650	7,653	0,623	
	"	60— 35	47,5	3,670	7,623	0,634	
	"	70— 50	60	3,700	7,681	0,627	
3	2,51	107— 95	101	4,600	10,704	0,562	0,562
	"	97— 85	91	4,550	10,662	0,558	
	"	110— 80	95	4,600	10,691	0,564	
	"	70— 56	62	4,550	10,538	0,563	
4	3,04	140—120	130	5,600	13,529	0,541	0,540
	"	149—133	141	"	13,569	0,540	
	"	148—126	137	"	13,557	0,540	
	"	150—130	140	"	13,569	0,540	
5	3,69	175—158	166,5	6,500	16,488	0,516	0,514
	"	180—170	175	"	16,520	0,512	
	"	178—165	171,5	"	16,507	0,515	
	"	195—180	187,5	"	16,558	0,512	
	"	185—170	177,5	"	16,549	0,514	
6	4,20	175—165	170	7,500	19,499	0,503	0,501
	"	215—193	204	"	19,535	0,502	
	"	220—200	210	"	19,647	0,501	
	"	240—210	225	"	19,703	0,499	
7	4,79	230—218	224	8,400	22,571	0,486	0,486
	"	235—220	227,5	"	22,582	0,486	
	"	250—235	242,5	"	22,637	0,485	
8	5,37	248—224	236	9,400	25,451	0,482	0,481
	"	273—243	258	"	25,129	0,481	
	"	273—243	258	"	25,529	0,481	
	"	265—280	171,5(?)	9,300	25,252	0,481	

Eine graphiſche Darſtellung dieſer Verſuche zeigt, daß ſich die Verſuchsreihen 1, 2, 4, 6, 7 und 8, ſowie die Verſuchsreihen 1, 3, 5, 7 und 8 gut durch Curven verbinden laſſen. Legt man eine mittlere Curve dazwiſchen hin, ſo erhält man für

n =	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5 Atm.
μ =	0,712	0,612	0,587	0,538	0,519	0,503	0,490	0,484

Es läßt ſich daher der Ausflußcoefficient durch die Formel:

$$\mu = 1{,}28377 - 0{,}56659\,n + 0{,}14461\,n^2 - 0{,}01281\,n^3$$

darſtellen.

3. Ausfluß durch ein divergirendes coniſches Mundſtück.

Dieſes Mundſtück war auf 5 Millimeter Länge einſpringend (rentrant sur $0{,}^{m}005$ de longueur), 4 Millimeter weit und nach außen bis auf 0,01 Meter Durchmeſſer erweitert; die Breite des Ringes zwiſchen der unteren Baſis des Mundſtückes und der Wand des Rohres betrug 2 Millimeter.*) Beobachtungszeit 20 Minuten. Die Verſuchsreſultate giebt nachſtehende Tabelle.

*) Dieſer Beſchreibung nach ſcheint ein divergirendes coniſches Mundſtück gemeint zu ſein. D. Red.

	n	h	h_1	Q	$\frac{Q}{\mu}$	μ
1	1,39	10— 0	5	2,450	—	—
2	„	10— 0	5	2,450	—	—
3	„	10— 0	5	2,450	—	—
1. Mittel	„	—	—	2,450	4,044	0,606
1	1,95	60— 45	52,5	4,150	—	—
2	„	50— 35	42,5	4,100	—	—
2. Mittel	„	—	47,5	4,125	7,623	0,541
1	2,51	60— 40	50	5,400	10,484	0,515
2	„	75— 55	65	5,500	10,551	0,521
3	„	75— 55	65	5,500	10,551	0,521
3. Mittel	„	—	—	—	—	0,519
1	3,04	70— 30	50	6,500	13,207	—
2	„	70— 30	50	6,500	13,207	—
3	„	70— 30	50	6,500	13,207	—
4. Mittel	„	—	50	6,500	13,207	0,493
1	3,69	100— 80	90	7,750	—	—
2	„	100— 80	90	7,750	—	—
5. Mittel	„	—	90	7,750	16,194	0,478
1	4,20	130—100	115	8,800	—	—
2	„	130—100	115	8,800	—	—
3	„	130—100	115	8,800	—	—
6. Mittel	„	—	115	8,800	19,294	0,456
1	4,79	160—130	145	9,700	—	—
2	„	160—130	145	9,700	—	—
7. Mittel	„	—	145	9,700	22,283	0,435
1	5,37	210—190	200	10,800	—	—
2	„	210—190	202	10,850	—	—
8. Mittel	„	—	—	10,825	25,325	0,427

Durch die mehrfach gebrauchte Conſtruction erhält man eine Zahl Punkte, welche nur wenig von einer durch die Punkte 1, 3, 7, 8 gelegten Curve abweichen, und wenn man dieſe Curve zu Grunde legt, ſo erhält man für

n =	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5 Atm.
μ =	0,592	0,544	0,515	0,493	0,475	0,455	0,443	0,432

Demgemäß würde die Formel:

$$\mu = 0{,}73671 - 0{,}11169\,n + 0{,}1015\,n^2$$

für die Abhängigkeit der Ausflußcoefficienten von der Spannung aufgeſtellt werden können.

Bei einem der mit dem letzten Mundſtücke angeſtellten Verſuche wurde conſtatirt, daß das geſchloſſene Luft-

manometer dieselben Spannungen anzeigte, als ein in der Höhe der unteren Mündung des Mundstückes angebrachtes ebensolches Manometer. Es beweist dies auf's Deutlichste, daß ein durch eine Röhre abfließendes Gas nicht vor der Mündung expandirt wird, sondern bis zur Mündung dieselbe Spannung beibehält oder beibehalten würde, wenn die Reibung an den Röhrenwänden nicht wäre.

In einem weiteren Artikel werden wir die Reibung des Dampfes in den Röhren und die Theorie des Giffard'schen Injectors näher betrachten.

Ueber die Locomotivheizung von Belpaire.*)

Nach den Annales des travaux publics de Belgique. Tome XVIII.

(Hierzu Tafel 9.)

Lange Zeit waren Cokes in Belgien und den angrenzenden Ländern fast das einzige Feuerungsmaterial für Locomotiven, bis der stets steigende Preis derselben und Mangel daran zu Versuchen mit Steinkohlen und Kohlenziegeln (Briquettes) aufforderte, welche billiger waren und einen höheren Heizeffect besaßen. Heutzutage bedient sich bereits die Mehrzahl der Eisenbahnverwaltungen fast ausschließlich der letztgenannten Brennmaterialien, welche außer den erwähnten Vorzügen überhaupt geeigneter für die Heizung der Locomotiven sind, die Feuerkiste und die Rauchröhren besser conserviren und die Spannung schneller erzeugen und leichter unterhalten, als Cokes. Letztere dienen also jetzt nur noch als Vergleichungsmittel, denn wenn auch noch einige größere Eisenbahnlinien neben der Steinkohle und den Kohlenziegeln Cokes feuern, so geschieht dies nur in der Absicht, dadurch zwischen den verschiedenen Brennmaterialien das richtige Preisverhältniß aufrecht zu erhalten und eine gesunde Concurrenz zu wecken, durch welche eine anormale Steigerung des Preises ferngehalten wird. Manche Ingenieurs empfehlen auch eine gemischte Feuerung von Cokes mit Steinkohle oder Briquettes, was aber wegen der verschiedenen Bedingungen der Verbrennung im Allgemeinen zu verwerfen ist.

Für Belgien ist hauptsächlich der Preis maaßgebend und dieser beträgt pro Tonne

bei Cokes	20 Francs
„ Steinkohle	20 „
„ Briquettes	15 „

daher sind namentlich die Kohlenziegel sehr beliebt; die Staatseisenbahnen bedienen sich sogar ausschließlich derselben.

In England kosten die Steinkohlen nur 7,5 bis 8 Frcs. pro Tonne und sind daher auf den meisten größeren Linien in Gebrauch, nur die Great-Northern-Eisenbahn behauptet, daß blos mit Cokes die erforderliche mathematische Genauigkeit der Expreßzüge zu erzielen sei, und wendet noch immer Cokes an.

Die französischen Eisenbahnen, welche ihren Bedarf theils aus Belgien und England, theils aus der Mitte des Landes ziehen, wenden alle Arten von Brennmaterial, ja sogar zum Theil gleichzeitig an, wie die Eisenbahn du Nord, jedoch tritt das Streben, die Cokesheizung abzuwerfen, deutlich hervor und man stellt vielfache Versuche an, die bitumenreichen Steinkohlen der durchschnittenen Gegenden zu verwenden, um die sehr theueren ausländischen Kohlen*) nicht mehr beziehen zu müssen.

Der Ingenieur en chef Belpaire hat sich nun die Aufgabe gestellt, alle genannten Brennmaterialien durch magere oder halbfette Kleinkohle zu ersetzen, und die Feuerungen demgemäß abgeändert, wobei er zugleich die gußeisernen Roste mit 4 bis 5 Millimeter Zwischenraum zwischen den Stäben, wie sie bei den stehenden Maschinen gebräuchlich sind, einführte. Bevor wir diese Einrichtung näher beschreiben und auf die ziemlich complicirten Fragen eingehen, welche durch diese Neuerung sowohl bezüglich der Construction der Maschinen, als bezüglich ihrer Wartung hervorgerufen werden, ist es nöthig, kurz die Versuche zu überblicken, welche in England und Frankreich über die Feue-

*) Auszug aus dem Bericht einer in Belgien durch Decret vom 6. April 1860 niedergesetzten, aus den Herren Sabatier, Mitglied der Abgeordnetenkammer, Cabry, Generalinspector bei der Staatseisenbahnverwaltung, van Hoegaerde, Betriebsdirector der östlichen Eisenbahnen, Brialmont, Betriebsdirector der Werke zu Seraing und Eug. Smits, Betriebsdirector der Werke zu Couillet, bestehenden Commission.

*) Die Kohle von Cardiff kostet in Bordeaux 28 Francs pro Tonne.

rung mit rohen Steinkohlen bei Locomotiven angestellt worden sind. Wir erwähnen der Kohlenziegel nicht besonders, weil ihre chemische Zusammensetzung nur wenig von derjenigen der Steinkohlen, aus denen sie gemacht sind, abweicht und also für sie das Nämliche gilt, was von der Anwendung der Steinkohlen zu bemerken ist. Zwei Versuche des bekannten Ingenieurs Commines de Marsilly haben nämlich ergeben, daß die Heizkraft der Briquettes von Gosselies 7362, diejenige der Fabrikate von Montigny-sur-Sambre 7289 Calorien beträgt, während diejenige der Steinkohlen von Charleroi zwischen 7411 und 7166 Calorien schwankt.

Man theilt bekanntlich die Steinkohlen ein in

fette,
halbfette und
magere oder trockene

Kohlen, deren Gehalt an Wasserstoff in dieser Reihenfolge abnimmt, während derjenige an fixem Kohlenstoff zunimmt. Die Wärme macht sie mehr oder weniger backend; sie enthalten Wasser-, Sauer-, Stick- und Kohlenstoff und verschiedene erdige Bestandtheile. Jede der genannten 3 Klassen enthält Kohlen, welche zur Locomotivfeuerung passend, andere, welche dazu nicht geeignet sind; man muß dabei hauptsächlich in's Auge fassen: die rasche Zerstörung der Roststäbe und die Schwierigkeit der Rauchverbrennung. Manche Kohlen besitzen nämlich schmelzbare Aschenbestandtheile, welche die Stäbe angreifen und verschlacken, andere entwickeln eine solche Hitze, daß die Stäbe weich werden und verbrennen, backende Kohlen, welche zu einem Gewölbe zusammenhängen, erzeugen denselben Uebelstand, wenn sie nicht mit mageren gemengt werden, wieder andere Kohlen halten Schwefelkies, welcher in schwefelige Säure verwandelt wird und die Kesselbleche angreift — alle diese Kohlensorten sind also nicht geeignet.

In jedem Falle ist bei der Feuerung mit Steinkohlen eine ganz andere Methode zu befolgen, als bei derjenigen mit Cokes. Das Feuer muß niedrig gehalten werden, etwa 15 bis 30 Centimeter stark, um der Luft einen leichteren Zugang zu verschaffen, also den Rauch zu verbrennen und den Rost abzukühlen. Auf der Eisenbahn von Merthyr-Tydwill nach Cardiff hat man letzteren Umstand auch dadurch erreicht, daß man den Rost mit 40 bis 45 Cubikcentimetern großen Bruchstücken von feuerfesten Ziegeln bedeckte, auf welche man erst das Brennmaterial aufgab. Die Roststäbe haben dann bei einer täglichen Weglänge von 164 Kilometern 4 Monate gehalten, dieses Verfahren würde aber bei weniger mageren Kohlen und bei solchen, welche schmelzbare Aschenbestandtheile enthielten, nicht anwendbar sein, auch bemerkt der Erfinder Tomlinson darüber, daß die Dicke der Steinschicht an den Rändern des Rostes stärker als in der Mitte sein und daß der Rost in der Mitte sichtbar bleiben müsse, um einer Biegung der Stäbe besser vorzubeugen.

Fette und selbst manche zu den mageren Kohlen gerechnete Steinkohlensorten erzeugen einen die Reisenden und die Umgebungen der Bahn belästigenden Rauch, welcher aus gewissen Oelen und aus sehr feinen, in Folge von Mangel an Sauerstoff oder Wärme nicht mit verbrannten Kohlenpartikeln besteht. Bei der Steinkohle ist nämlich außer einer hinreichenden Sauerstoffmenge zur vollkommenen Verbrennung auch ein passender Hitzegrad erforderlich. Genau genommen ist zur Umwandelung des in 1 Kilogramm Steinkohle enthaltenen Kohlenstoffs in Kohlensäure und des Wasserstoffs in Wasser ein Volumen von 9 Cubicmetern atmosphärischer Luft genügend, aber in der Praxis muß mindestens das Doppelte gegeben werden, wie Prof. Bède nachgewiesen hat.*) Dieser Schriftsteller sagt, daß bei der doppelten Luftmenge der Verlust an Wärme nicht größer sei, als bei einem geringeren Luftquantum, daß man aber dabei mehr Bürgschaft für eine möglichst vollkommene Verbrennung besitze, man könne sogar bis zum dreifachen Luftquantum gehen, da man ja den Zug beliebig zu reguliren vermöge, aber weiter zu gehen, wäre nachtheilig.

Es giebt zwei Wege, den Rauch zu verbrennen, nämlich erstens die Methode, die Destillation der Kohle zu verhindern, zweitens das Verfahren, die bei der Destillation entwickelten Gase zu verbrennen, ehe sie die Esse erreichen. Im ersten Falle findet das Brennmaterial im Feuerraum soviel Sauerstoff und Wärme als erforderlich sind, um ohne Rauch zu verbrennen, im zweiten Falle führt man das erforderliche Quantum von Luft oder Wärme oder besser von Beiden hinzu. Erstere Art von Feuerungseinrichtung ist unseres Wissens nicht wirklich bei Locomotiven versucht worden, vielmehr sind alle Bestrebungen der Erfinder auf die letztere Modalität gerichtet gewesen.

Die Anwendung von Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven wurde zuerst im Jahre 1837 von Gray und Chanter auf der Eisenbahn von Liverpool nach Manchester versucht.**) Man theilte nämlich die Feuerkiste der Maschine Liver durch einen horizontalen, im Mittel mit einer Oeffnung für die hindurchtretenden Gase versehenen Sieder in zwei Theile; im unteren Raume befanden sich zwei Roste, ein horizontaler, auf welchen Kohle aufgegeben wurde und welcher etwa $^1/_3$ der Breite der Feuerbox einnahm, und ein höher liegender geneigter Rost mit Cokes; zahlreiche Luftöffnungen in den Wänden dieses Raumes führten die erforderliche Verbrennungsluft herzu und die Gase traten dann durch die Oeffnung des Siebers in den oberen Raum, und aus diesem in die Rauchröhren.

*) Vergl. Civilingenieur Band IV, Seite 39.

**) Vergl. Recent practice in the locomotive engine by Daniel Kinnear Clark. London.

Dieselben Ingenieurs wendeten im Jahre 1839 noch eine andere Einrichtung an. Sie theilten die Feuerbox durch eine hohle, mit Wasser gefüllte und bis nahe an den Rost hinabreichende Scheidewand der Länge nach in zwei Theile, so daß die auf dem vorderen Roste durch die Destillation der Steinkohle entwickelten Gase gezwungen wurden, über dem hinteren, mit Cokes bedeckten Roste, wegzuziehen, wobei sie verbrannt wurden. Man brannte $^1/_3$ Cokes und $^2/_3$ Steinkohle.

Die später (1845) auf der Linie von Manchester nach Liverpool von John Dewrance eingeführte Einrichtung bestand in der Beigabe einer Verbrennungskammer, in welche durch Röhren Luft eingeführt wurde, und in der Anbringung eines geneigten Schirmes vor den Rauchröhren, gegen welchen Luft und Gase stoßen, um dadurch besser gemengt zu werden. Diese etwas complicirte Einrichtung gab sonst gute Resultate.

Einen bedeutenden Erfolg hat auch der von Marsilly und Chobrzinski auf der französischen Nordbahn seit 1851 angewendete Treppenrost*) gehabt, welcher aus stufenförmig übereinander liegenden Rostplatten besteht und in einem beweglichen horizontalen Roste endigt, durch welchen die Schlacken entfernt werden. Die Luft tritt dabei in Menge durch die Zwischenräume des Treppenrostes ein und das zuerst auf dem obersten Ende aufgegebene frische Brennmaterial gleitet sich langsam vercokend über den Rost hinab. Diese für die halbfetten Kohlen Belgiens und des nördlichen Frankreichs sehr passende Einrichtung eignet sich aber nicht für bituminöse oder sehr magere Steinkohlen und hat überdies den Nachtheil, daß die directe Heizfläche dadurch verkürzt wird; übrigens ist die Einführung der Luft auch nur eine unvollkommene und unregelmäßige. Die seitdem durch die genannten Ingenieurs an diesem Roste angebrachten Verbesserungen sind folgende: Bei der Thür ist eine oder ein Paar von durchlöcherten Platten angebracht, auf welche die frischen Kohlen aufgegeben werden, dann folgen longitudinale Roststäbe und endlich der bewegliche horizontale Rost. Hierbei destillirt die Steinkohle langsam und der davon aufsteigende Rauch verbrennt fast gänzlich, ehe er vor den Röhren ankommt; aber diese Einrichtung ist sehr complicirt und unterliegt denselben Ausstellungen, als die ältere Form. Trotzdem hat man die Treppenroste in Frankreich an mehr als 200 Locomotiven angebracht und die dabei erzielten Ersparnisse sind zu bedeutend, als daß die belgischen Ingenieurs dieselben übersehen könnten, da es ihnen ja möglich ist, sich derselben Steinkohlensorten zu bedienen.

Im Jahre 1853 ließ Mac Connell für die North-Western-Eisenbahn eine Locomotive mit rauchverzehrender Feuerung bauen, bei welcher hauptsächlich darnach gestrebt war, dem Roste eine möglichst große Oberfläche zu geben, und wo eine besondere Kammer zur Verbrennung der Gase mittelst einer Menge feiner, durch die Seitenwände eintretender Luftstrahlen vorhanden, übrigens auch die Feuerkiste der Länge nach in zwei Theile getrennt war, um abwechselnd auf dem einen oder anderen Roste feuern zu können. Die im Jahre 1855 ausgestellte Locomotive Eugenie, welche nach diesen Grundsätzen gebaut war, gab trotz der geringen Heizfläche, die sie besaß (ungefähr 76 Quadratmeter), gute Resultate; sie hat keine besondere Luftzuführung, wird aber auch mit nur wenig rauchenden Steinkohlen gefeuert.

J. Beattie construirte im Jahre 1853 und 1855 zwei Feuerkisten, wovon die Letztere bei allen Locomotiven der South-Western-Eisenbahn angebracht wurde. Die Einrichtung vom Jahre 1853, bei welcher die Steinkohle in einer kleinen Hilfsfeuerkiste verbrannt und der entwickelte Rauch durch kurze Röhren nach der mit Cokes geheizten eigentlichen Feuerkiste geleitet wurde, um dort zu verbrennen, blieb nur Versuch. Die Maschine von 1855 ähnelt der Mac Connell'schen Construction, besitzt aber überdies complicirte Siederroste und Gewölbe von feuerfesten Steinen, durch welche allerdings der Rauch vollständig verbrannt, der Construction aber mehr der Stempel des Sonderbaren als der praktischen Brauchbarkeit aufgedrückt wird. Die Luft tritt durch einen geneigten Rost, hohle Stehbolzen und durchlöcherte Thüren ein. Die Feuerkiste besitzt einen vorderen und hinteren Raum; im vorderen Theile wird ein lebhaftes Feuer unterhalten, dessen Rauch durch einen schräg liegenden und sich gegen ein feuerfestes Gewölbe lehnenden, mit zahlreichen Löchern versehenen Schirm nach dem hinteren Raume tritt, in welchem ein mäßiges Feuer brennt. Von da ziehen die Gase, immer mehr mit Luft gemengt, nach dem mit feuerfesten Ziegeln siebartig ausgesetzten, im Kessel liegenden Rauchrohre und verbrennen durch die Berührung mit diesen glühenden Massen vollends. Durch diese Einrichtungen, die allerdings in Beziehung auf Rauchverbrennung Nichts zu wünschen übrig lassen, wird die Maschine schwer, künstlicher zu bauen, als andere denselben Effect erzielende Maschinen, und kostspieliger in der Unterhaltung.

Das System Craig, welches 1856 auf der Manchester-Sheffield-Lincolnshire-Eisenbahn versucht wurde, bestand aus einem langen geneigten Roste, welcher von einem Sieder durchschnitten wurde, und einem darüberliegenden gekrümmten und durchlöcherten Sieder, welcher von der Decke der Feuerkiste herabhing. Dasselbe hat keinen Erfolg gehabt.

Jeffrey's Maschine, welche in demselben Jahre wie die Craig'sche für die Shrewsbury-Eisenbahn gebaut wurde, ist mit einem um eine Are drehbaren Roste versehen, durch welchen man die zu Cokes verwandelte Steinkohle nach dem hinteren Theile des Feuerraumes schieben kann. Die Roststäbe sind in Stufen der Länge nach gelegt und die Luft

*) Civilingenieur, Band IV, Seite 260, Taf. 30.

tritt wie bei dem Roste von Marsilly und Chobrzinski ein. Diese Einrichtung ließ blos bei gewissen Kohlen Rauchverbrennung erzielen, ist auch nicht einfach genug und läßt mancherlei Reparaturen befürchten.

Auch das auf der Chester-Birkenhead-Eisenbahn angewendete System von Evan und Dubs beruht auf der Beweglichkeit des Rostes, zeigt aber überdies eine den Feuerraum in zwei Kammern theilende Querwand.

Cudworth hat auf der South-Eastern-Eisenbahn rauchverbrennende Feuerungen dadurch zu erzeugen gesucht, daß er der Feuerbüchse 2 Meter Länge gab und den Rost unter 30° neigte. Ein Sieder theilt den Raum in zwei Kammern, die im oberen Theile zusammenkommen; am Ende der Roststäbe und unter den Röhren befindet sich eine Art Feuerbrücke aus feuerfesten Steinen, welche als Wärmereservoir dient. Diese Maschine, welche Clark in der 9. Lieferung seines Werkes sehr lobt und durch Zeichnungen verdeutlicht, ähnelt äußerlich sehr der Locomotive von Belpaire und hat zwei gekuppelte Hinteraxen. Sie wiegt mit dem Wasser 25½ Tonnen, welche ziemlich gleichförmig auf die Axen vertheilt sind. Die Cylinder besitzen 0,358, die gekuppelten Räder 1,677, die Vorderräder 1,118 Meter Durchmesser, die Feuerkiste 9,95 und die 210 Rauchröhren 70,23 Quadratmeter Heizfläche, der Rost 1,79 Quadratmeter Fläche und Zwischenräume von 10 Millimetern zwischen den Stäben.

Es ist einleuchtend, daß solch eine Einrichtung bei anthracitischen oder halbfetten Kohlen gute Resultate geben wird, denn wenn auch der geneigte Rost eine geringere directe Heizfläche giebt, so gestattet er eine langsame Destillation der Kohle; bei stark rauchenden Steinkohlen genügt aber diese Einrichtung nicht, weil keine Luft über dem Brennmaterial zutritt und Nichts vorgesehen ist, um eine gute Mengung der Gase herbeizuführen. Klare Kohlen lassen sich trotz des engen Zusammenliegens der Roststäbe gar nicht verwenden, da sie nur in dünnen Lagen gut brennen.

Allan hat an der Schottischen Centraleisenbahn zweierlei Einrichtungen versucht. Bei der ersten befinden sich in der langen Feuerkiste drei senkrecht von der Decke hinabgehende Sieder, welche die Gase der vollkommenen Verbrennung wegen ausbreiten sollen. Der Feuerraum ist sehr niedrig und der Rost aus einer Abtheilung mit nach der Quere liegenden horizontalen Roststäben und aus einer Abtheilung mit nach der Länge liegenden, geneigten, vorn auf einer Art hohler Feuerbrücke aus feuerfesten Ziegeln ruhenden Roststäben gebildet. Die Luft tritt theils von unten durch den Rost, theils von oben durch kleine runde Oeffnungen in der Thür.

Die andere, im Uebrigen der vorstehenden sehr ähnliche, Einrichtung unterscheidet sich dadurch, daß der aus ausschließlich der Länge nach gestreckten, wenig geneigten Stäben bestehende Rost in einer Querwand aus feuerfesten Steinen endet, in welcher sich eine Oeffnung von ⅓ soviel Querschnitt befindet. Dahinter und vor den Rauchrohren giebt es eine Verbrennungskammer, wie bei Mac Connell's Construction.

D. K. Clark bringt eine Feuerkiste in Anwendung, in deren Seitenwänden sich je vier Oeffnungen zur Einführung von Dampfstrahlen befinden. Die horizontalen Düsen der Dampfrohre können verschiedene Stellungen erhalten, um die Dampfstrahlen, welche einen doppelten Luftzug auf der Oberfläche des Feuers erzeugen sollen, nach denjenigen Punkten richten zu können, wo Luft erforderlich ist. Noblemaire ist aber der Ansicht, daß bei dieser Art von Lufteinführung gar keine Mengung der Luft mit den Gasen möglich, also auch keine Rauchverbrennung zu erzielen sei.

Edward Wilson hat endlich die Idee gehabt, ein Paar Rauchröhren durch die Rauchkiste hindurch zu verlängern und mit Mundstücken zu versehen, um dadurch erhitzte Luft in die Feuerkiste einzuführen. Diese Methode hat aber auch keinen besseren Erfolg gehabt, als das Verfahren der London- und North Western-Eisenbahn, wo man auf dem Roste mitten in der Feuerkiste einen oben mit einer durchlochten Platte bedeckten, bis in die halbe Höhe aufragenden Cylinder aus feuerfesten Ziegeln aufführte und die Luft durch denselben eintreten ließ, wohl auch noch durch Dampfstrahlen den Zug zu verstärken suchte.

Wir kommen nun zu einigen Constructionen, welche ein besseres Verständniß der Bedingungen, denen entsprochen werden muß, wenn Rauchverbrennung stattfinden soll, verrathen. Besonders ist es die Mengung der Gase und der atmosphärischen Luft, welche hier in's Auge gefaßt ist, und wenn auch keine entschiedenen Erfolge zu berichten sind, so verdienen diese Versuche doch eine nähere Betrachtung. Es sind das die Einrichtungen von

Thomas Yarrow, auf der Aberdeen-Eisenbahn, 1857,
William Jenkins, 1857,
Marcan, auf der Morland-Eisenbahn, 1857,
Silvestre Lees, auf der East Lancashire-Eisenbahn,
Douglas, auf der Birkenhead and Cheshire Junction-Eisenbahn, 1858,

endlich diejenigen der Eastern Counties-Eisenbahn.

Bei Th. Yarrow begegnen wir zum ersten Male einem Schirme, welcher der in den Feuerraum eingeführten Luft eine bestimmte Richtung ertheilt; diese aus geneigten Gußeisenplatten oder Chamottezigelgewölben gebildeten Schirme sind es hauptsächlich gewesen, welche die Anwendung der rohen Steinkohle ermöglicht haben. Die Yarrow'sche Feuerkiste ist der Quere nach durch einen nach der Aufgabethür gerichteten Sieder oder ein Chamottegewölbe unter den Rauchröhren getheilt und die äußere Luft wird durch die Thür und zwei Reihen hohle Stehbolzen im Vordertheil der Feuerkiste eingeführt. (Fig. 1, Taf. 9). Der Schirm a verhin-

dert dieselbe am sofortigen Entweichen durch die Rauchröhren und zwingt sie, sich mit den Verbrennungsproducten zu mischen, welche in dem Raume zwischen der Stirn des Schirmes und der Wand b der Feuerkiste aufsteigen. Die durch die Thür zutretende Luft vollendet die Verbrennung. Die Vorzüge dieser Einrichtung sind einleuchtend; die Luft tritt nicht nur durch den Rost ein, sondern auch über den Kohlen, das glühende Ziegelgewölbe dient zur Leitung der Luft und giebt zugleich ein Wärmereservoir. Dagegen ist nicht zu verkennen, daß der Eintritt der Luft durch die Thür und die Stehbolzen nur unregelmäßig erfolgen kann, sowie daß das Gewölbe zu viel Platz in der Feuerkiste wegnimmt und die ersten drei Reihen Röhren bedeckt und der Aufsicht entzieht. Beide Mängel halten wir nicht für sehr erheblich, namentlich ist der Letztere mehr illusorischer Natur, da Verletzungen an den Röhren gar nicht so häufig sind und die verdeckten Röhren dadurch gerade wieder vor der directen Einwirkung der Hitze und andererseits vor der raschen Abkühlung beim Oeffnen der Thüre geschützt werden.

Sehr ähnlich ist das System von William Jenkins, bei welchem auch eine gewisse Menge Luft über den Kohlen zutritt, und zwar zunächst durch drei Oeffnungen in der Thür, dann durch 35 hohle eiserne Stehbolzen von 11 Centimeter Länge, 6,8 Centimeter Weite und 7 Millimeter Wandstärke, von denen 8 in einer Reihe auf der hinteren Seite der Feuerkiste in der Höhe des Trittes für den Maschinisten, also 0,6 Meter vom Roste entfernt, der Rest in drei Reihen übereinander bis zu 0,2 Meter Abstand unter der tiefsten Reihe der Rauchröhren angebracht ist. Diese Oeffnungen können durch Bleche, welche mit entsprechenden Löchern versehen sind und in Falzen gehen, geöffnet und geschlossen werden. Nach Noblemaire beträgt der Querschnitt der Zwischenräume 0,3, derjenige der Luftöffnungen 0,08 Quadratmeter. Die Feuerkiste ist 1,18 Meter lang, 1,02 Meter breit und enthält 2 Feuerschirme, wovon der eine nur aus einem Winkeleisen gefertigt und sehr niedrig ist, über der Reihe von 8 hohlen Stehbolzen am hinteren Ende der Maschine steht und die daselbst eintretende frische Luft gegen die Kohlen weist, der Andere aber größere Dimensionen besitzt, aus Gußeisen gefertigt und an der Röhrenwand über den Luftlöchern mit 45° Neigung befestigt ist und sich mit seinem oberen Ende etwas über das Niveau der Ofenthür erhebt. Jenkins' Construction vermeidet einige der angezeigten Fehler, indem der Luftzutritt besser zu reguliren ist und der kleine vordere Schirm den Raum nicht so beengt, als bei der vorigen Construction, indessen dürfte der Unterhaltungsaufwand dafür ziemlich bedeutend sein, auch ist der Feuerraum zu klein, um Kohlen mit Vortheil verbrennen zu können.

Marcan hat die Uebelstände des gußeisernen Schirmes dadurch zu vermeiden gesucht, daß er ein schiefes feuerfestes Gewölbe angewendet hat. Auch Lees hat diese Einrichtung angenommen und nur die Richtung desselben geändert, indem es horizontal geht, die Röhren frei läßt und 0,35 Meter weit in die Feuerkiste hineinragt; außerdem hat er die hohlen Stehbolzen am vorderen Ende weggelassen und führt alle Luft blos durch die Ofenthür ein, an welcher ein kleiner gußeiserner Schirm so befestigt ist, daß der Luftstrom gegen den mit 16 Centimetern Fall pro Meter geneigten Rost gewiesen wird. Die in der unteren Hälfte ausgeschnittene Thür ist mit einer um eine horizontale Are drehbaren Klappe versehen, deren Oeffnung durch einen Bogen mit vier Zähnen regulirt wird. Das kleine Ziegelgewölbe kann hier blos den Zweck haben, die Verbrennungsproducte vom Entweichen in die Rohre abzuhalten und zur Mengung mit der durch die Thür eintretenden Luft zu nöthigen. Es dürfte aber diesen Zweck nur unvollkommen erfüllen, wenn die Luft nicht mehr durch Oeffnungen in der Vorderseite der Feuerkiste über der Kohlenschicht eintritt, die Wirbel, welche in den Gasen durch dieses Hinderniß erzeugt werden, sind überflüssig, die Mengung mit der Luft geht nur in der Nähe der Thür und in einem sehr schwachen Theile des Luftstromes vor sich. Lees würde ebensoviel erreicht haben, wenn er blos die Feuerthür tiefer gelegt und den gußeisernen Schirm und sein Abbild von Gewölbe weggelassen hätte.

Douglas, der Betriebsingenieur der Birkenhead-Chester-Eisenbahn, hat nach mehrfachen Versuchen eine einfache Einrichtung angenommen, bei welcher die Thür ganz durch eine schmiedeeiserne, verstellbare Klappe ersetzt ist. Dieselbe spielt in einem Thürrahmen und hat die Form einer großen Kohlenschaufel (Fig. 2, Taf. 9). Bei dieser Einrichtung wird das Entweichen der Luft an den Seiten verhütet und dieselbe kann besser nach der Mitte und den unteren Theilen des Feuerraumes gewiesen werden, ohne doch nach den Rohren entweichen zu können, ehe sie sich mit den Gasen gut gemengt hat. Nach Noblemaire sollen fast alle Maschinisten mit halb geschlossenem, Manche sogar mit ganz geschlossenem Aschkasten fahren, so daß, abgesehen von den nicht dicht geschlossenen Spalten, fast die ganze Luft zur Thüre hereintritt und eine wirkliche Destillation der Kohle stattfindet. Der Erfolg des Apparates soll sehr gut sein, für sehr rußende Kohlen dürfte er aber etwas problematisch bleiben, denn weder der Schirm von Douglas, noch der auf der Eastern Counties-Eisenbahn angewendete, in Fig. 3 dargestellte Schirm kann eine Rauchverbrennung bewirken, wenn man nicht Luft in Uebermaaß zuläßt, was wieder den Feuerraum sehr abkühlt und leicht Brennmaterialverlust herbeiführt.

Kurz die Anwendung eines Schirmes im hinteren Theile kann, wenn damit nicht ein feuerfestes Gewölbe und eine Reihe von Luftöffnungen in der vorderen Wand unter den Rauchröhren verbunden ist, nur ein mehr oder weniger

unvollkommener Behelf sein und wird nie eine vollkommene Ausnutzung der Destillationsproducte herbeiführen, welche sich nach jedem Aufgeben bilden.

Endlich hat man im Jahre 1860 an der Maschine Nr. 91 der französischen Ostbahn-Gesellschaft eine Art Feuerkiste angebracht, in welcher die sehr rußende Saarbrückener Kohle ohne Rauch verbrannt wurde. Wir entlehnen aus einer autographirten Notiz darüber Folgendes:

„Die Kohle wird in einem Rumpfe aufgeschüttet, dessen Neigung so groß ist, daß sie darin von selbst herabrutscht, und dessen Boden von einer gußeisernen, luftdicht bis an den Rost verlängerten Platte gebildet wird. Ueber der Kohlenschicht ist ein schräg liegender Sieder angebracht, welcher mit der Feuerkiste nur durch nachgiebige Röhren verbunden ist. Die vor demselben vorbeistreichende Flamme erhitzt die aus dem Rumpfe fallende frische Kohle und leitet die Destillation derselben ein, ehe sie auf den Rost gelangt. Die zur Verbrennung der Kohlenwasserstoffverbindungen der Destillationsproducte erforderliche Luftmenge tritt durch eine stellbare Klappe darüber ein. Gelangt das vercokte Brennmaterial auf den geneigten Rost, so giebt es keinen Rauch mehr und verbrennt in der durch den Rost tretenden Luft. Unten setzen sich Schlacken und Asche ab, die man entfernt, indem man den horizontalen Rost öffnet mittelst einer Schraube."

Diese Einrichtung scheint sehr vortheilhaft zu sein und verdient geprüft zu werden, da sie sich mit Leichtigkeit an jeder Maschine anbringen läßt. Sie enthält übrigens kein neues Princip, sondern die verschiedenen Theile sind nur sehr geschickt combinirt. In der That macht die vorausgehende Vercokung, welcher die Steinkohle ausgesetzt ist, ehe sie auf den horizontalen Rost gelangt, eine Luftzuführung von vorn unnöthig; die entwickelten Gase steigen längs des Siebers empor und werden durch die nach Belieben über dem Rumpfe eingelassene Luft verbrannt; der in seiner Ausdehnung nicht gehemmte Sieder vermehrt die Heizfläche und veranlaßt keine Reparaturen. Der Kohlenverbrauch ist immer weiter zurückgegangen und betrug im November 1860 nur noch 7,79 Kilogramme pro Kilometer, während andere Maschinen unter gleichen Verhältnissen 12,47 Kilogramme brauchten.

Alle vorbeschriebenen Apparate sind mit einem Blasrohr versehen, durch welches während des Stationirens Dampf in die Esse geblasen wird.

Nachstehend geben wir noch einige Notizen über den Aufwand an roher Steinkohle im Vergleich mit Cokes bei verschiedenen Einrichtungen der Feuerkiste.

	Art der Maschinen.	Verbrauch pro Kilometer. Steinkohle Kilogr.	Cokes Kilogr.	Bemerkungen.
1	Personenzugsmaschine von Mac Connell auf der North Western-Eisenbahn, im Jahre 1854	10	6,9	
2	Maschine nach Beattie's System auf der London-South-Western-Eisenbahn im Jahre 1855	9,58	9,32	ruhiges Wetter.
		10,54	11,03	starker Wind.
		10,13		widriger Wind.
		13,41	13,70	sehr starker Wind.
3	Personenzugsmaschine von Clarck auf der Eastern Counties-Eisenbahn 1858	13,36	12,8	
4	Desgl. System Cudworth. März bis November 1858. Expreß- und gew. Züge. Maschine Nr. 142	5,85		
	Maschinen Nr. 36, 134, 139, 140, 147		7,009	
5	Maschinen nach Douglas' System auf der Birkenhead-, Lancashire- und Chester-Junction-Eisenbahn 1859, 14 Tage im Januar. Personenzugsmaschinen	12,852		
	Güterzugsmaschinen	23,317		250 T. Zuggewicht
6	System von Jenkins. Lancaster-Yorkshire-Eisenbahn. 42 Personen- und 51 Güterzugsmaschinen.			
	Personenzugsmaschinen September 1857		7,29	
	Personenzugsmaschinen September 1858	6,68		
	Güterzugsmaschinen September 1857		11,29	
	Güterzugsmaschinen September 1858	10,41		
7	System Lees. East-Lancashire-E. 14 Personenzugsmaschinen Decbr. 1856		7,79	
	Decbr. 1858	7,15		

In Belgien hat man nach Verwendung von Briquettes statt Cokes, was ohne Veränderung der Feuerbox geschehen ist, ebensoviel Brennmaterial verbrannt, als vorher, und zwar betrug der Verbrauch bei $^3/_4$ Briquettes und $^1/_4$ Cokes

pro Locomotiv-Kilometer 11,42 Kilogr.
„ Zug-Kilometer 12,12 „

In Frankreich hat man auf der Midi-Eisenbahn ebenfalls ohne Weiteres Stückkohle von Cardiff, Aubin, Grand' Comb und Graissessac an Stelle der Cokes (nämlich $^5/_6$ Kohle und $^1/_6$ Cokes) verwendet und dabei im Jahre 1859 verbraucht:

pro Zug-Kilometer 12,47 Kilogr.

Nach den Angaben von Chobrzinski und Marsilly im 6. Hefte der Annales des Mines auf 1858 wurde auf der Eisenbahn du Nord seit Einführung der Steinkohlenfeuerung bei den Güterzugsmaschinen eine fortwährende Verminderung des Brennmaterialverbrauchs beobachtet, während die Personenzugsmaschinen im Jahre 1853 und 1858 ziemlich denselben Verbrauch zeigten, nämlich 7,4 und 7,6 Kilogramme. Letzteres erklärt sich daraus, daß bei den Personenzügen nur $^1/_7$ Steinkohle verwendet wurde. Ueber die Güterzugsmaschinen giebt folgendes Täfelchen eine interessante Zusammenstellung:

	Cokes			Steinkohle			
	1853	1854	1855	1856	1857	1858	
Maschinen Nr. 201—274	10,1	11,2	11,1	9,5	8,8	8,7	Kilogr.
„ „ 275—338	14,7	15,8	14,9	12,8	11,8	11,6	„
Engerth'sche „ „ 360—399	—	—	—	16,2	15,6	14,8	„
Desgl. „ „ 701—710	—	—	—	17,5	20,6	—	„

Um aus diesen Notizen maaßgebende Folgerungen ziehen zu können, müßten wir allerdings in Besitz viel vollständigerer Angaben sein, als wir uns verschaffen konnten. Denn der Brennmaterialverbrauch hängt nicht blos von der Einrichtung der Feuerkiste, sondern auch von den Steigungsverhältnissen der Bahn, von der Stärke des Dienstes und von der Kohlensorte ab. Jedoch geht aus dem Vorigen deutlich hervor, daß die bei Anwendung von Steinkohle zu machende Ersparniß bei den Personenzugsmaschinen nicht so hervortretend ist, als bei den Gütermaschinen; manche Bahnen haben gar keinen Unterschied bezüglich der verbrauchten Cokes- und Kohlenmengen bemerkt, andere haben mehr, nur sehr wenige weniger Kohle als Cokes verbraucht. Die englischen Versuche sind nicht vorsichtig genug angestellt worden; oft hat man Steinkohlen auf denselben Rosten gebrannt, als Cokes; wo man aber andere Einrichtungen getroffen hat, wie auf der East Lancashire und der Lancaster-Yorkshire-Bahn, ist auch eine Ersparniß gefunden worden.

Erinnert man sich, daß das Heizvermögen der Cokes 6000, dasjenige der Steinkohlen und Briquettes 7000 bis 7500 Calorien beträgt, also 1 Kilogramme Coke nur $^5/_6$ bis $^3/_4$ so viel Wärme, als 1 Kilogr. Steinkohle zu entwickeln vermag, so würde man bei der Verwendung von Steinkohle eine Ersparniß von 17 bis 25 Proc. erwarten, wobei jedoch jedenfalls eine vollkommene Rauchverbrennung vorausgesetzt wird. Dieselbe wird nicht leicht zu erzielen sein, erscheint aber nicht unmöglich, denn man hat sich dabei nur davor zu hüten, daß weder zu wenig, noch zu viel Luft in den Verbrennungsraum eingeführt werde. Bei einem zu geringen Luftquantum entsteht eine theilweise Destillation der Kohle, die flüchtigen Bestandtheile entweichen in die Atmosphäre, ohne verbrannt zu sein, und die auf dem Roste bleibenden Cokes verbrennen blos zu Kohlenoxydgas, statt zu Kohlensäure. Das Kohlenoxydgas entwickelt aber nur 1386 Calorien und bei einer solchen Verbrennung würde demnach die 4- bis $4^1/_2$fache Cokes- oder die 5- bis 6fache Steinkohlenmenge erforderlich sein, als bei einer vollkommenen Verbrennung.*) Bei Einführung von zu viel Luft wird im Gegentheil dieses Uebermaaß nicht zersetzt, kühlt den Feuerraum und die Rauchröhren ab und vermindert den Heizeffect. Dennoch ist das letztere Uebel geringer, als das erstere, weil es wenigstens die Umgebungen und die Reisenden von der Belästigung durch den Rauch befreit, und deshalb haben manche Eisenbahnverwaltungen gar keine besonderen Rauchverbrennungseinrichtungen getroffen, sondern geben blos den Maschinisten Prämien oder Strafen, je nachdem sie durch mehr oder minder geschickte Luftzuführung wenig oder viel Rauch entstehen lassen.

Ebensowenig wie dieses Verfahren kann das Einblasen von Dampf auf den Namen einer Rauchverbrennungsmethode Anspruch machen. Denn läßt man, wie Besnier de la Pontonnerie auf der Eastern Counties- und der North London-Eisenbahn im Jahre 1857 versucht hat, einen Dampfstrahl in die Feuerkiste treten, so wird das Brennmaterial dunkel und also der Rauch nur auf Kosten eines großen Kohlenverbrauchs unterdrückt.

Neuerdings haben Naive und Vallée ein Patent auf die Verwendung des Wassers als Brennmaterial bei Locomotiven genommen, welches zwar eigentlich nur eine bessere Ausnutzung der rohen Steinkohle erzielen soll, aber hier ebenfalls berührt zu werden verdient. Sie wollen durch

*) Nach Dulong ist die Erwärmungskraft des in Kohlensäure umgewandelten Kohlenstoffes 7170 und diejenige des Wasserstoffes 34740 Calorien.

abgemessene Einspritzungen von Wasser auf die glühenden Kohlen eine Zersetzung des Wassers in der Art erzeugen, daß der Sauerstoff sich mit dem Kohlenstoff, der Wasserstoff aber mit dem Sauerstoff der atmosphärischen Luft verbinden soll, wobei eine bedeutende Wärmeentwickelung stattfinden würde. Sie behaupten, daß die zu erzielende Ersparniß 33 Proc. betrage und geben an, daß pro Minute 2,38 Liter Wasser mit gepreßtem Winde in Staubform auf 1 Quadratmeter Fläche eingetrieben werden müsse. Es ist möglich, daß dieses Verfahren bei Cokesfeuerung unter den besprochenen Verhältnissen einige Erfolge geben kann, dagegen ist es gewiß illusorisch, ein gutes Resultat zu erwarten, wenn man statt Wasser etwa Wasserdampf aus dem Kessel nehmen wollte, weil man ja pro Kilogramm Kohle nur 7 Kilogramme Wasser verdampft.

Vorstehende Uebersicht über die verschiedenen Versuche, die bezüglich der Anwendung von Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven gemacht worden sind, gestattet uns nun, die Hauptprincipien aufzusuchen, welche bei der Construction solcher Feuerungen zu Grunde zu legen sind.

Die Nothwendigkeit einer dünnen Brennmaterialschicht und die Aufgabe, in kurzer Zeit viel Steinkohlen zu verbrennen, hat auf die Annahme eines großen, wenig geneigten Rostes geführt, bei welchem zugleich nicht so oft Nachschürungen erforderlich sind, welche den Feuerherd so sehr abkühlen.

Verbrennt man aber sehr rußende Kohlen, so genügt die durch den Rost tretende Luft, selbst wenn dieser sehr groß ist, nicht zur Rauchverbrennung, sondern es muß noch über der Kohlenschicht durch Oeffnungen in den Seitenwänden der Feuerkiste Luft zugeführt werden, und in dieser Beziehung erscheinen die hohlen Stehbolzen von Jenkins ganz zweckmäßig. Die Luft braucht nicht vorher erwärmt zu werden, wie man vielfach für nöthig hält, denn die gasförmigen Producte der Verbrennung der Kohle sind bei ihrer Entwickelung heiß genug, um sich mit Sauerstoff von der gewöhnlichen Temperatur zu verbinden; wohl aber ist eine Regulirungsvorrichtung für das Luftquantum erforderlich. Uebrigens genügt nicht das bloße Einführen von Luft, sondern diese Luft muß innig mit den Gasen gemengt werden und je besser dies geschieht, ein um so geringeres Uebermaaß von Luft wird dann nöthig sein. Man erzielt diese Mengung durch ein zwischen die Luftöffnungen und die letzte Reihe der Rauchröhren eingespanntes schief gegen die Decke der Feuerkiste ansteigendes feuerfestes Gewölbe, durch welches Wirbel erzeugt und der Weg der Gase verlängert wird. Die am hinteren Ende gebildeten Gase werden freilich dadurch nicht sehr betroffen; sie steigen senkrecht in die Höhe und treffen namentlich bei sehr langen Herden mit den vorderen Gasen nicht zusammen. Deshalb bringt Jenkins auch hinten im Niveau des Führerstandes eine zweite Reihe hohler Stehbolzen an, was aber unnöthig complicirt erscheint und einfacher durch die Douglas'sche Klappe zu ersetzen sein dürfte, welche zugleich als Thüre dient und die daselbst eintretende Luft beliebig zu dirigiren gestattet.

Bei weniger stark rauchenden Kohlen wird man die aufgeführten Vorrichtungen nicht sämmtlich zugleich nöthig haben; halbfette und magere Kohlen, die an sich den Cokes ähnlich sind, brauchen keine besondere Feuerkistenconstruction, wenn sie nicht die Eigenschaft besitzen, zu decrepitiren und zu zerfallen.

Herr Belpaire hat ganz ähnliche Grundsätze befolgt. Da er besonders auf halbfette Kleinkohle Rücksicht genommen hat, so hat der Rost eine bedeutende Fläche erhalten, ist aus eng nebeneinanderliegenden Stäben zusammengesetzt, nach vorn schwach geneigt, und geht in einen um eine Axe beweglichen, vom Führerstande aus beim Entschlacken bequem zu handhabenden Rost aus. Da die Kohle wenig rußt, so ist keine besondere Luftzuführung über dem Roste vorhanden, womit auch das Ziegelgewölbe wegfällt. Die aus zwei Flügeln bestehende, mit Chamotteziegeln gefütterte Thür ist mit einer Zahl runder Löcher versehen, welche Luft in den Feuerraum lassen und durch Register beliebig geöffnet werden.

Um die Vortheile seiner Einrichtung besser vor Augen zu führen, hat sie Belpaire an einer Locomotive von bekannter Construction, nämlich an einer Maschine für gemischte Züge nach Wilson's System mit vier gekuppelten Rädern angebracht, welche in Fig. 4, Taf. 9, skizzirt ist. Die Cylinder haben 41 Centimeter Weite, der Hub beträgt 0,56, der Durchmesser der vorderen Räder 1,2, derjenige der gekuppelten Räder 1,85 Meter, die directe Heizfläche 8,47, diejenige der 208 Rauchröhren von 4 Centimeter Weite und 3,1 Meter Länge 79,56 Quadratmeter. Die Feuerkiste ist 1,3 Meter lang, 1,08 Meter weit. Das Gesammtgewicht der Locomotive, 29000 Kilogr., ist so vertheilt, daß die Vorderräder 11000, die mittleren 10500 und die hinteren Räder 7500 Kilogramme zu tragen haben. Die Belastung der Vorderräder ist ziemlich beträchtlich, diejenige der gekuppelten Räder entspricht aber dem Cylinderdurchmesser und der Heizfläche. Denn die Rechnung zeigt, daß diese Maschine bei 40 Kilometer Geschwindigkeit pro Stunde, 7 Atmosphären effectiver Pressung und $^2/_3$ Dampffüllung, Züge von 180 Tonnen Gewicht auf einer Steigung von 1:200 aufwärts ziehen kann.

Fig. 5 giebt eine Ansicht der Belpaire'schen Locomotive, welche sich von der vorigen nur durch die Einrichtung der Feuerkiste und das Gewicht unterscheidet. Letzteres beträgt 32000 Kilogr. und ist mit 9500 Kilogr. auf die Vorderaxe, 11400 Kil. auf die Mittelaxe und 11100 Kil. auf die hintere Axe vertheilt. Das Gewicht ist also um 3000 Kil. höher, als bei der Wilson'schen Locomotive, es ist besser vertheilt, aber, da die Cylinder nicht stärker

genommen sind, so trägt das Mehrgewicht Nichts zur Erhöhung der Leistung bei; nur wenn in Folge ungünstiger atmosphärischer Zustände der Reibungscoefficient niedriger sein sollte, werden die auf den gekuppelten Axen mehr ruhenden 4500 Kilogramme die Leistung erhöhen. Ehe wir auf diesen Umstand näher eingehen, wollen wir die Einrichtung der Feuerkiste specieller beschreiben.

Hierzu giebt Figur 6 auf Tafel 9 einen Verticaldurchschnitt. Die Länge der Feuerkiste beträgt 2,41 Meter, was übrigens auf die Ausdehnung keinen schädlichen Einfluß zu haben scheint, da bei der Probe die Decke sich nur um 1 Millimeter bog. Der Rost fängt bei der Thür an, und fällt unter 10 auf 107; daran schließt sich ein beweglicher Theil a an, welcher mittelst der Hebelverbindung b b b um eine horizontale Axe gedreht werden kann. Er ist 1,12 Meter breit und aus 92 Millimeter hohen, 7 Millimeter starken gußeisernen Stäben gebildet. Die ganze Länge von 2,465 Metern ist in 5 Abtheilungen getheilt, wovon die vier festen 50 Centimeter, der bewegliche Theil 37 Centimeter Länge hat. Eine kleine, 9 bis 10 Centimeter lange, gußeiserne Platte verbindet die Sohle der Thür mit den Roststäben, welche durch 5 Barren c c c getragen werden. Für die Feuerung mit mageren und halbfetten Kohlen beträgt der zweckmäßigste Zwischenraum zwischen den Stäben 4 Millimeter, so daß auf 2,76 Quadratmeter Rostfläche 1,004 Quadratmeter Zwischenraum kommt. Es ist dies hinreichend, um die zur Rauchverbrennung erforderliche Luftmenge einzuführen, wenn die Kohlenschicht nicht über 5 Centimeter stark ist und die Kohlen keine backende Schlacke geben. Der Abstand des Rostes von der ersten Röhrenreihe beträgt 0,4 Meter.

Die 208 Rauchröhren sind 4 Centimeter weit und 3,1 Meter lang, geben also 79,56 Quadratmeter Heizfläche, und die directe Heizfläche beträgt 9,87 Quadratmeter.

Die Thür besitzt zwei gußeiserne, innerlich mit feuerfesten Ziegeln gefütterte Flügel, deren Futter mit mehreren, 3 Centimeter weiten kreisförmigen Oeffnungen t t t versehen ist, und welche am oberen Theile zwei rectanguläre, durch das blecherne Register R verschließbare Oeffnungen o o zeigen. Durch letztere tritt die Luft, welche man von oben zu den Kohlen zuführen will, ein, geht durch den Raum k zwischen den Ziegeln und den gußeisernen Thürflügeln und strömt dann durch die Oeffnungen t t ab (Fig. 7).

Unter dem Roste befindet sich ein blos vorn offengebliebener Aschkasten und die hintere Axe ist durch eine blecherne Hülle gegen die Hitze verwahrt. Um während des Stillstandes den erforderlichen Zug zu erzeugen, wird durch ein vom Kessel abgezweigtes Rohr Dampf in die Esse geleitet.

Um den Erfolg einer neuen Feuerungseinrichtung beurtheilen zu können, muß man die Kohlenmenge, welche man pro Stunde verbrennen kann, und die Wassermenge, welche 1 Kilogramm Kohle verdampft, zu bestimmen suchen. Wenn aber diese Bestimmung schon bei gewöhnlichen Feuerungen eine unsichere ist, so sind die Schwierigkeiten bei Locomotiven noch größer, wo die Verbrennung von den besonderen Bedingungen des Zuges, also von der Geschwindigkeit der Maschine abhängig sind.

Die mit dem Dampfe übergerissene Wassermenge ist z. B. ein sehr variables und nur unsicher zu bestimmendes Element. de Pambour giebt in dieser Beziehung an, daß nur $^3/_4$ des consumirten Wassers in Dampf verwandelt werde. Bertera hat auf der Orleansbahn gefunden, daß bei Personenzugslocomotiven 42 und bei Güterzugsmaschinen 52 Proc. des verbrauchten Wassers mit übergerissen oder condensirt werden. Lechatelier giebt nach seinen im Jahre 1843—1844 an der Maschine Mulhouse angestellten Beobachtungen diesen Verlust zu 32 Proc. an und bemerkt, daß die Condensation um so niedriger ausfällt, je weniger expandirt wird. Gouin und Lechatelier fanden im Mittel aus sechs mit der Maschine Gironde auf der Versailles'er Eisenbahn angestellten Versuchen einen Wasserverlust von 18 Proc. und endlich giebt Bède denselben zu $^1/_3$ des verbrauchten Quantums an. Es ist dieser Verlust also nicht blos von der Einrichtung der Feuerung und der Steinkohlensorte abhängig, sondern außerdem von der Geschwindigkeit der Maschine, der Stärke der Expansion, der Ableitung des Dampfes, der Lage der Cylinder u. s. w., und da es nicht der Zweck der Commission sein konnte, alle diese Umstände hier nochmals in Untersuchung zu ziehen, oder dabei irgend welche anderweite Angaben zu Grunde zu legen, so hielt sie es für das Angemessenste, die Resultate des gewöhnlichen Betriebes aufzuzeichnen und mit denjenigen anderer ähnlicher Maschinen zu vergleichen.

Sie beobachtete daher die Maschine Nr. 1 von Belpaire 10 Tage lang beim Dienst für Personenzüge mit magerer Steinkohle, dann 10 Tage lang bei Güterzügen und verglich damit die Resultate einer anderen Maschine von gleicher Construction und Stärke, welche mit Kohlenziegeln gefeuert wurde und 5 Tage im Personen-, 5 Tage im Güterzugdienste lief. Die Versuche begannen den 1. Mai und die Maschine Nr. 1 verrichtete dabei den Dienst auf der Linie Brüssel-Ans. Die Kohle war von dem Saint-Barbe Flötz zu Oignies-Aiseau geliefert, bestand aus 6 bis 25 Millimeter großen Graupen und hielt (obgleich gewaschen) 7,8 Proc. Asche. Die Analyse gab

Festen Kohlenstoff	80,4
Flüchtige Bestandtheile	16,1
Asche	3,5
	100,0.

Man erhielt bei einer Weglänge von 2160 Kilometern oder bei 26261 Wagenkilometern einen Totalaufwand an Kohlen von 17449 Kilogrammen (das Material zum An-

feuern nicht mit gerechnet), was 8,07 Kilogr. pro Locomotiv- oder 0,66 Kilogr. pro Wagenkilometer ausmacht. Dabei wurden 7,87 Kilogramm Wasser pro Kilogramm Kohle oder 4,9 Kilogramm pro Wagenkilometer verbraucht.

Der Versuch mit der anderen, ebenso starken und mit Ausnahme der Feuerbüchse gleich gebauten Maschine Nr. 96, wurde auf derselben Strecke durchgeführt und ergab

	Kohlenziegeln	Wasser
einen Verbrauch an		
pro Locomotivkilometer	7,68	
„ Wagenkilometer	0,57	4,84
„ Kilogr. Briquettes		8,34.

Hiernach ergiebt sich bezüglich des Verbrauches pro Kilometer eine Ersparniß von 0,39 Kilogrammen bei der zweiten Maschine, aber, da die Waschkohle nur 6,25, die Kohlenziegel aber 15 Francs pro 1000 Kilogr. zu stehen kommen, so fällt dennoch bei der Belpaire'schen Locomotive ein Gewinn von 0,065 Franc pro Kilometer aus. Die Ersparniß pro Wagenkilometer berechnet sich auf 0,00443 Frc.

Bei diesen Versuchen haben sich denn aber auch folgende Uebelstände der Feuerung mit klarer Kohle herausgestellt.

Dieselben bestehen vor Allem in dem Material selbst. Es dürfte schwierig sein, sich den Bedarf von solcher gewaschener Kleinkohle ohne wesentliche Steigerung des Preises zu verschaffen, da die Zahl der Flötze mit magerer Kohle gering ist und selbst manche Kohlensorte, die an sich ganz dazu geeignet erscheint, wie die Kohle des Marmite-Flötzes von der Tamines-Grube, welche 85,8 Kohlenstoff, 11,5 flüchtige Bestandtheile und 2,7 Asche enthält, wegen der Schmelzbarkeit der Aschenbestandtheile und der dadurch entstehenden Verstopfung des Rostes nicht gebraucht werden kann. Ja es kommt sogar vor, daß selbst die Waschkohle von Dignies-Aiseau den Rost in sehr nachtheiliger Weise verlegt, wenn sie nicht gut gewaschen ist, und überhaupt gehört zur Bedienung eines solchen Feuers so viel Intelligenz und Eifer von Seiten des Heizers, daß man nicht überall geeignete Personen finden dürfte. Anfangs, wo der Rost ganz rein ist, hat es allerdings keine Schwierigkeiten, die erforderliche Spannung zu erzeugen und zu unterhalten, aber je mehr sich Schlacken auf dem Roste bilden, um so vorsichtiger, in um so kleineren Portionen muß dann das Brennmaterial aufgegeben werden, weil die Luft nur so schwer durch diese Decke hindurchtreten kann, daß sie sich mehr nach hinten wendet, die dortige schwache Kohlenschicht durchbricht und in Uebermaaß in den Feuerraum und in die Rauchröhren strömt und sie abkühlt. Dann muß der Maschinist mit dem Dampfe sparen und der Heizer doppelt aufmerksam und thätig sein; wir haben auf 108 Kilometer Entfernung bis zu 42 Einwürfen gezählt. Am 3. Mai 1860 zeigte sich z. B. bei sehr heftigem Nordwinde eine große Schwierigkeit der Dampfproduction; das Ausblaserohr war geschlossen und die Maschine arbeitete fast ganz ohne Expansion, aber jeder Ausstoß hob die Kohle auf dem Roste und zog sie nach vorn, wo sie sich in einer dicken Schicht anhäufte, die mehrmals umgebrochen werden mußte.

Indessen sind derartige Verhältnisse natürlich nicht immer vorhanden, sie machten uns nur aufmerksam auf die Schwierigkeit, welche bei der Feuerung mit magerer Kleinkohle einem regelmäßigen Betriebe entgegenstehen werden, und wir beschlossen daher, unsere Beobachtungen auf einer Bahn mit mehr Abwechselung, als diejenige von Brüssel nach Ans zeigt, an Güterzügen fortzusetzen. Herr van Hoegarden, der Director der belgischen Ostbahn, übernahm die Durchführung und erhielt zu diesem Behuf die beiden Maschinen Nr. 1 und 96 zur Verfügung. Die Versuche wurden auf der Linie Lodelinsart-Löven mit regem Eifer und unter der intelligentesten Leitung durchgeführt und zwar wurde die Maschine Nr. 1 9 Tage lang mit der käuflichen mageren, nicht gewaschenen Kohle von Amercoeur und 6 Tage mit der käuflichen halbfetten Kleinkohle von Esperance-Grube geheizt, während in der Maschine Nr. 96 15 Tage hindurch ein Gemenge aus 29 Th. Cokes von Monceau-Fontaine und aus 71 Th. Briquettes von Gillieaux und Lorent gefeuert wurde. Die Kohlen von Amercoeur hielten 81,7 bis 85,9 Kohlenstoff, 12,8 bis 17 flüchtige Bestandtheile 1,3 bis 1,8 Asche und die Kleinkohle davon gab 13,4 Proc. Asche; die Kohlen von der Bonne Esperance waren der Analyse nach aus 68,6 bis 80,5 Kohlenstoff, 17,9 bis 27,8 flüchtigen Bestandtheilen und 1,6 bis 3,6 Asche zusammengesetzt, und die klare Kohle hinterließ 10 Proc. Asche, der Coke von Monceau-Fontaine aber 5,5 Proc. Asche; endlich bestanden die Briquettes aus 68,2 Kohlenstoff, 26,1 flüchtigen und 5,7 erdigen Bestandtheilen.

Bei den Versuchen mit der Locomotive Nr. 1 wurden 2349,5 Kilometer mit Zügen à 18,08 Waggons im Durchschnitt durchlaufen und dabei (incl. Anfeuerung) 12,81 Kil. Kohle pro Kilometer oder 1,07 Kil. pro Wagenkilometer verbraucht.

Bei der Locomotive Nr. 96 betrug dagegen der Aufwand von Cokes und Briquettes pro Kilometer 12,01 und pro Wagenkilometer 1,01 Kilogramm, die gesammte Weglänge 2335 Kilometer und die durchschnittliche Wagenzahl 17.

Auch diese Versuche bestätigten nur die Schwierigkeit der alleinigen Verwendung von magerer Kleinkohle. Die Kohlen von Amercoeur verhielten sich wie die von Dignies-Aiseau, die halbfette Kohle gab dagegen ein treffliches Feuerungsmaterial ab, da die Asche nicht bäckt und sich rasch Dämpfe entwickeln, auch der Heizer weniger Arbeit hat. Man hat die Fahrt von Charleroi nach Löven (130 Kilometer) mehrere Male ohne ein einziges Schlackenziehen machen können, braucht weniger oft nachzuschütten und kann der Kohlenschicht mehr Stärke geben, als bei magerer Kohle,

kurz die halbfette Kohle zeigte sich als ein ebenso bequemes und gutes Brennmaterial in der Belpaire'schen Feuerkiste als Cokes oder Briquettes auf gewöhnlichen Rosten. Auch ist diese Kohlensorte mehr verbreitet und keine Befürchtung vorhanden, daß sie der Seltenheit wegen theuer werden könnte.

Um noch zu untersuchen, ob der Vergleich vielleicht dadurch günstiger für die Belpaire'sche Construction ausfalle, weil das Gemenge von Cokes und Kohlenziegeln, welches in der Maschine Nr. 96 gebrannt wurde, ein verhältnißmäßig theueres ist, so wurden noch Versuche mit bloser Kohlenziegelfeuerung gemacht. Dabei stellte sich ein Verbrauch von 13,874 Kilogrammen pro Kilometer heraus. Dieser Mehraufwand war wegen der geringen Beschaffenheit dieses Brennmaterials eigentlich zu erwarten, um so mehr, da ja noch nicht $^1/_3$ der ganzen Quantität an Coke zugesetzt war.

Berechnet man den Kostenaufwand nach den am 5. October gültigen Preisen von

7 Francs pro 1000 Kilogr. halbfette Kleinkohle,
20 „ „ „ „ Cokes und
15 „ „ „ „ Briquettes,

so ergiebt sich pro Trainkilometer:

bei der Maschine Nr. 96	0,197 Franc,
„ „ Belpaire'schen Maschine	0,089 „
Differenz	0,108 Franc,

oder wenn blos Briquettes, und zwar nur so viel, als Cokes und Briquettes im ersten Falle zusammen, gefeuert werden:

bei der Maschine Nr. 96	0,180 Franc,
„ „ Belpaire'schen Maschine	0,089 „
Differenz	0,091 Franc.

Wenn die Belpaire'sche Maschine täglich nur 156 Kilometer Weg mit einem Zuge von 18 Waggons machte, so würde sie demnach jährlich eine Ersparniß von mindestens 5400 Francs herbeiführen.

Wir haben bereits erwähnt, daß diese Maschine 3000 Kilogrammes mehr wiegt, als eine Wilson'sche Locomotive, daß aber dieses Gewicht gut vertheilt ist, was von großer Wichtigkeit für die gute Instandhaltung der Schienen und Bandagen und für die Leichtigkeit der Ingangsetzung ist; will man diese nicht gerade nothwendige Belastung weglassen, so braucht man blos einige geringe Abänderungen zu treffen. Statt der gefütterten gußeisernen Thür könnte z. B. eine blecherne Thür oder die Klappenthür von Douglas angewendet werden. Der Rost scheint ebenfalls sehr stark geneigt und, wenn man ihn hinten tiefer legte, so würde man die directe Heizfläche vergrößern und also die Dimensionen der Feuerkiste vermindern können; zugleich würde dadurch die Anhäufung des klaren Brennmaterials vermieden werden, welche sich stets vorn bildet, wenn die Stäbe mehr mit Schlacke bedeckt sind. Die halbfette Kohle beansprucht übrigens gar nicht einen so großen Rost und die Commission ist sogar der Hoffnung, daß die gewöhnliche halbfette Handelssorte, welche 10 bis 40 Proc. grobe Stücken enthält, ein noch besseres Brennmaterial abgeben werde.

Die Einrichtung der Maschine Nr. 1 ist eine rauchverbrennende, welche die Reisenden vor jedem Qualm bewahrt; Kohlenstückchen werden nur in unbedeutender Quantität mit fortgerissen und verlöschen, wenn sie in der Rauchbox anlangen, so daß keine Zündungen zu befürchten sind; die Rauchröhren conserviren sich eben so gut als bei Briquettes und der Verbrauch an Roststäben ist nicht erwähnenswerth.

Um schnellere und umfassendere Erfahrungen über diese Art der Steinkohlenfeuerung zu sammeln, empfiehlt die Commission die Anschaffung von 4 Güter- und 4 Personenzugslocomotiven der neuen Construction, welche auf verschiedene Eisenbahnen vertheilt und gleichzeitig in Gebrauch genommen werden sollen.

Der Bericht schließt mit einer Notiz über die Erfolge, welche mit einer Belpaire'schen Locomotive auf den Bahnen der französischen Nordbahngesellschaft erzielt worden sind. Die Maschine hat 2142 Kilometer zurückgelegt und der Betriebsoberingenieur der Gesellschaft, Herr Petiet, theilt der Commission brieflich mit, daß dieser Versuch die Zweckmäßigkeit der Verwendung klarer magerer Steinkohle schlagend dargethan habe.

Beiträge zur Theorie der continuirlichen Brückenträger.

Von

Dr. E. Winkler,

Ingenieur und Lehrer an der Handwerkerschule in Dresden.

(Hierzu Beilage A und Tafel 10.)

1. Die folgende Untersuchung soll sich hauptsächlich mit der Bestimmung derjenigen Belastungsweise eines durch mehr als zwei Stützen unterstützten oder eines sogenannten continuirlichen Brückenträgers mit constantem Querschnitte beschäftigen, bei welcher die Beanspruchung desselben am größten ist. Es soll gezeigt werden, wie sich diese gefährlichste Belastungsweise für jeden Fall im Voraus angeben läßt, und wie das Maximum der Beanspruchung selbst zu bestimmen sei. Wir schicken hierzu die folgenden Bemerkungen voraus:

Man denke sich einen beliebigen Querschnitt P. Die Summe aller links von P auf den Träger wirkenden Vertikalkräfte ist gleich und entgegengesetzt der Summe aller rechts von P wirkenden Verticalkräfte. Wir nennen diese Summe der auf jeder Seite von P wirkenden Verticalkräfte die Transversalkraft für den Querschnitt P und bezeichnen dieselbe mit Q. Wir ziehen Q als positiv oder negativ in Rechnung, je nachdem die links von P wirkende Transversalkraft nach oben oder unten gerichtet ist.

Ebenso ist die Summe der Momente aller links von P wirkenden Kräfte gleich und entgegengesetzt der Summe der Momente aller rechts von P wirkenden Kräfte in Beziehung auf P. Wir nennen diese Summe der Momente kurz das Moment für den Querschnitt P und bezeichnen es durch M. Wir ziehen M als positiv oder negativ in Rechnung, je nachdem das Moment der Kräfte links von P links- oder rechtsdrehend ist, oder je nachdem es eine concave (⌒) oder eine convexe (⌣) Krümmung des Trägers erzeugt.

Bezeichnet man die Entfernung des Querschnittes P von irgend einem als Coordinatenanfang gewählten Punkte der Axe des Körpers mit x und rechnet x von links nach rechts als positiv, so besteht bekanntlich zwischen Q und M die Beziehung

$$1.\quad Q = -\frac{dM}{dx}.$$

Außerdem bezeichne

- g das Eigengewicht des Trägers,
- p die zufällige Belastung und
- q die Totalbelastung g + p des Trägers pro Längeneinheit,
- t die Tangente des Winkels, welchen die an die deformirte Axe in P gelegte Tangente mit der Horizontalen einschließt,
- y die Verrückung eines Punktes der Axe in verticaler Richtung, nach oben als positiv, nach unten als negativ,
- W das Trägheitsmoment des Querschnittes in Beziehung auf seine horizontale Schweraxe,
- E den Elasticitätscoefficienten.

Alsdann ist bekanntlich

$$2.\quad \begin{cases} \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EW}, \\ t = \frac{1}{EW}\int M\,dx, \\ y = \int t\,dx = \frac{1}{EW}\iint M\,dx^2. \end{cases}$$

Die Beanspruchung des Trägers hängt bekanntlich von dem Werthe der Größen Q und M ab; so z. B. sind bei Gitterträgern die Spannungen der Gitterstäbe nahe dem Q und die Spannungen der Gurte dem M proportional. Wir haben daher hauptsächlich zu untersuchen, bei welcher Belastungsweise Q und M zu einem Maximum werden. Außerdem ist es aber auch von Interesse, die größtmöglichste Abweichung y kennen zu lernen.

2. Allgemeine Formeln. Um die Grundformeln für die Theorie der continuirlichen Träger zu erhalten, betrachten wir zunächst ein beliebiges Feld A B (Fig. 1, Taf. 10) des Trägers, welches beliebig belastet sei. Die linke Stütze A wählen wir als Anfang der x und bezeichnen mit

- l die freie Länge des Feldes,
- τ_1, τ_2 die Werthe der Tangente t für die Punkte A und B,
- c die Höhe der Stütze B über der durch die Stütze A gehenden Horizontalen,
- Q′, Q″ die Transversalkräfte für A und B,
- M_1, M_2 die Momente für A und B,
- $\mathfrak{M}$, $\mathfrak{M}'$, $\mathfrak{M}''$ die Werthe der Momente M, M_1, M_2 für den Fall, daß der Träger in A und B horizontal eingespannt ist,
- η die Abweichung für diesen Fall.

Alsdann ergeben sich mit Hülfe der Formeln 2, indem

man berücksichtigt, daß für $x = 0$ auch $y = 0$, $t = \tau_1$, $M = M_1$, für $x = l$ aber $y = c$, $t = \tau_2$, $M = M_2$ werden muß:

$$3.\quad \begin{cases} M_1 = \mathfrak{M}' + 2\,\dfrac{(2\tau_1 + \tau_2)\,l - 3\,c}{l^2}\,E\,W, \\ M_2 = \mathfrak{M}'' - 2\,\dfrac{(\tau_1 + 2\tau_2)\,l - 3\,c}{l^2}\,E\,W; \end{cases}$$

$$4.\quad M = \mathfrak{M} - \frac{2\,E\,W}{l^2}\left[\tau_1\,l\left(2 + 3\,\frac{x}{l}\right) + \tau_2\,l\left(1 + 3\,\frac{x}{l}\right) - c\left(3 + 2\,\frac{x}{l}\right)\right],$$

$$5.\quad y = \eta + x\left(1 - \frac{x}{l}\right)\left[\tau_1\left(1 - \frac{x}{l}\right) - \tau_2\,\frac{x}{l}\right] + \frac{c\,x^2}{l^2}\left(3 - 2\,\frac{x}{l}\right).$$

In der Regel ist M_1 und M_2 bekannt. Reducirt man daher die Gleichungen 3 auf τ_1 und τ_2, so ergiebt sich

$$6.\quad \begin{cases} \tau_1 = \dfrac{c}{l} + \dfrac{l}{6\,E\,W}\,[2\,(M_1 - \mathfrak{M}') + M_2 - \mathfrak{M}'')] \\ \tau_2 = \dfrac{c}{l} - \dfrac{l}{6\,E\,W}\,[(M_1 - \mathfrak{M}') + 2\,(M_2 - \mathfrak{M}'')]. \end{cases}$$

Im Folgenden werden wir oft der Kürze halber

$$7.\quad \mathfrak{N}' = 2\,\mathfrak{M}' + \mathfrak{M}'',\quad \mathfrak{N}'' = \mathfrak{M}' + 2\,\mathfrak{M}''$$

setzen. Dann gehen die Gleichungen 6 über in

$$6a.\quad \begin{cases} \tau_1 = \dfrac{c}{l} + \dfrac{1}{6\,E\,W}\,(2\,M_1 + M_2 - \mathfrak{N}'), \\ \tau_2 = \dfrac{c}{l} - \dfrac{1}{6\,E\,W}\,(M_1 + 2\,M_2 - \mathfrak{N}''). \end{cases}$$

a. Der Träger sei nur durch eine isolirte Last G belastet, welche von den Stützen A und B die Entfernungen ξ und ξ_1 hat (Fig. 2). Für diesen Fall ergiebt sich

$$8.\quad \mathfrak{M}' = G\,\frac{\xi\,\xi_1^2}{l^2},\quad \mathfrak{M}'' = G\,\frac{\xi^2\,\xi_1}{l^2},$$

daher nach 7

$$9.\quad \mathfrak{N}' = G\,\frac{\xi\,\xi_1\,(2\,l - \xi)}{l^2},\quad \mathfrak{N}'' = G\,\frac{\xi\,\xi_1\,(l + \xi)}{l^2}.$$

Ist M_1 und M_2 bekannt, so ist $M_2 = M_1 - Q'\,l + G\,\xi$ und $Q'' = Q' - G$, daher

$$10.\quad Q' = \frac{M_1 - M_2}{l} + G\,\frac{\xi_1}{l},\quad Q'' = \frac{M_1 - M_2}{l} - G\,\frac{\xi}{l}.$$

Für einen beliebigen Querschnitt P ist

$$11.\quad \begin{cases} Q = Q', & \text{wenn } x < \xi, \\ Q = Q' - G = Q'', & \text{wenn } x > \xi, \end{cases}$$

und

$$12.\quad \begin{cases} M = M_1 - Q'\,x = \dfrac{M_1\,(l - x) + M_2\,x}{l} - G\,\dfrac{\xi_1\,x}{l}, \\ \qquad\qquad \text{wenn } x < \xi, \\ M = M_1 - Q'\,x - G\,(x - \xi) = \dfrac{M_1\,(l - x) + M_2\,x}{l} \\ \qquad + G\,\dfrac{\xi\,(l - x)}{l},\quad \text{wenn } x > \xi. \end{cases}$$

b. Der Träger sei gleichmäßig mit der Last q pro Längeneinheit belastet (Fig. 3). In diesem Falle wird

$$13.\quad \begin{cases} \mathfrak{M}' = \mathfrak{M}'' = \dfrac{1}{12}\,q\,l^2, \\ \mathfrak{N}' = \mathfrak{N}'' = \dfrac{1}{4}\,q\,l^2. \end{cases}$$

Ist M_1 und M_2 bekannt, so wird $M_2 = M_1 - Q'\,l + \frac{1}{2}\,q\,l^2$, $Q'' = Q' - q\,l$, daher

$$14.\quad Q' = \frac{M_1 - M_2}{l} + \frac{1}{2}\,q\,l,\quad Q'' = \frac{M_1 - M_2}{l} - \frac{1}{2}\,q\,l.$$

Für einen beliebigen Querschnitt P ist

$$15.\quad Q = Q' - q\,x = \frac{M_1 - M_2}{l} + \frac{1}{2}\,q\,(l - 2\,x),$$

$$16.\quad M = M_1 - Q'\,x + \frac{1}{2}\,q\,x^2 = \frac{M_1\,(l - x) + M_2\,x}{l} - \frac{1}{2}\,q\,x\,(l - x).$$

M erreicht sein analytisches Maximum bei

$$17.\quad x = \frac{Q'}{q} = \frac{M_1 - M_2}{q\,l} - \frac{1}{2}\,l,$$

und das Maximum selbst ist

$$18.\quad \max.\,M = M_1 - \frac{Q'^2}{2\,q} = M_2 - \frac{Q''^2}{2\,q}.$$

Substituirt man die Ausdrücke 6 für τ_1 und τ_2 in den Ausdruck 5 für y und beachtet außerdem, daß die Abweichung η bei horizontaler Einspannung

$$\eta = -\frac{1}{24}\,\frac{q}{E\,W}\,(l - x)^2\,x^2$$

ist, so ergiebt sich nach gehöriger Reduction

$$19.\quad y = -\frac{q\,x\,(l - x)}{24\,E\,W}\,[l^2 + x\,(l - x)] + \frac{c\,x}{l} + \frac{x\,(l - x)}{24\,E\,W}\left[2\,M_1 + M_2 - (M_1 - M_2)\,\frac{x}{l}\right].$$

c. Der Träger ist nur partiell durch einen Zug belastet, welcher an einem Ende beginnt (Fig. 4 und 5). Der Zug beginne zunächst am Ende B (Fig. 4) und sein Ende C habe von den Stützen A und B die Entfernungen ξ und ξ_1. Alsdann wird

$$20.\quad \begin{cases} \mathfrak{M}' = \dfrac{1}{12}\,q\,\dfrac{\xi_1^3\,(4\,\xi + \xi_1)}{l^2}, \\ \mathfrak{M}'' = \dfrac{1}{12}\,q\,\dfrac{\xi_1^2\,(6\,\xi^2 + 4\,\xi\,\xi_1 + \xi_1^2)}{l^2}; \end{cases}$$

daher

$$21.\quad \begin{cases} \mathfrak{N}' = \dfrac{1}{4}\,q\,\dfrac{\xi_1^2\,(l^2 + 2\,l\,\xi - \xi^2)}{l^2}, \\ \mathfrak{N}'' = \dfrac{1}{4}\,q\,\dfrac{\xi_1^2\,(l + \xi)^2}{l^2}, \end{cases}$$

$$22.\quad \begin{cases} Q' = \dfrac{M_1 - M_2}{l} + \dfrac{q\,\xi_1^2}{2l}, \\ Q'' = Q_1 - q\,\xi_1 = \dfrac{M_1 - M_2}{l} - \dfrac{q\,\xi_1(l+\xi)}{2l}. \end{cases}$$

Für einen beliebigen Querschnitt P wird

$$23.\quad \begin{cases} Q = Q', & \text{wenn } x < \xi, \\ Q = Q' - q\,(x - \xi), & \text{wenn } x > \xi, \end{cases}$$

$$24.\quad \begin{cases} M = M_1 - Q'\,x, & \text{wenn } x < \xi, \\ M = M_1 - Q'\,x + \dfrac{1}{2}\,q\,(x-\xi)^2, & \text{wenn } x > \xi. \end{cases}$$

Beginnt dagegen der Zug in A (Fig. 5), so erhält man die entsprechenden Formeln, wenn man in den eben aufgestellten M_1 mit M_2, Q' mit Q'', x mit $l - x$ und ξ mit ξ_1 vertauscht.

Dieselben Formeln gelten natürlich auch noch dann, wenn der Stab an dem einen Ende nicht eingespannt, sondern nur unterstützt ist. Es ist alsdann nur das M für die betreffende Stütze gleich Null zu setzen.

3. Continuirlicher Träger mit beliebiger Belastung und horizontaler Unterstützung. Wir setzen zunächst voraus, daß sämmtliche Stützen in einer Horizontalen liegen. Die Anzahl der Felder bezeichnen wir mit n, die auf einander folgenden Stützen mit 0, 1, 2, ... n, die auf einander folgenden Felder mit 1, 2, 3, ... n, so daß jedes Feld mit der linken Stütze desselben gleichen Inder hat. Die Momente für die über den Stützen liegenden Querschnitte wollen wir Normalmomente nennen und mit M mit dem entsprechenden Inder der Stütze bezeichnen. Die Längen der Felder bezeichnen wir mit l und die Momente für die Enden eines Feldes bei horizontaler Einspannung wieder mit $\mathfrak{M}'$, $\mathfrak{M}''$ mit dem entsprechenden Inder des Feldes. Die Tangenten t für die Punkte über den Stützen bezeichnen wir mit τ mit dem entsprechenden Inder der Stütze. Nach den Gleichungen 6 ergiebt sich dann für die m^{te} Stütze

$$25.\quad \begin{cases} \tau_m = -\dfrac{l_m}{2EW}\,(M_{m-1} + 2M_m - \mathfrak{M}'_m - 2\mathfrak{M}''_m), \\ \tau_m = +\dfrac{l_{m+1}}{2EW}\,(2M_m + M_{m+1} - 2\mathfrak{M}'_{m+1} - \mathfrak{M}''_{m+1}). \end{cases}$$

Die Elimination von τ_m aus diesen beiden Gleichungen liefert

$$26a.\quad M_{m-1}\,l_m + 2M_m\,(l_m + l_{m+1}) + M_{m+1}\,l_{m+1} = (\mathfrak{M}'_m + 2\mathfrak{M}''_m)\,l_m + (2\mathfrak{M}'_{m+1} + \mathfrak{M}''_{m+1})\,l_{m+1}$$

oder, wenn wir die in 7 angegebene Abkürzung anwenden,

$$26.\quad M_{m-1}\,l_m + 2M_m\,(l_m + l_{m+1}) + M_{m+1}\,l_{m+1} = \mathfrak{N}''_m\,l_m + \mathfrak{N}'_{m+1}\,l_{m+1}.$$

Bei gleich großen Feldern wird einfacher

$$27.\quad M_{m-1} + 4M_m + M_{m+1} = \mathfrak{N}''_m + \mathfrak{N}'_{m+1}.$$

Wenden wir diese Gleichung 26 für sämmtliche Verbindungen von drei auf einander folgenden Stützen an, so ergeben sich mit Berücksichtigung des Umstandes, daß für die äußeren Stützen die Momente Null sind, folgende Gleichungen:

$$28.\quad \begin{cases} 2M_1\,(l_1 + l_2) + M_2\,l_2 = \mathfrak{N}_1''\,l_1 + \mathfrak{N}_2'\,l_2, \\ M_1\,l_2 + 2M_2\,(l_2 + l_3) + M_3\,l_3 = \mathfrak{N}_2''\,l_2 + \mathfrak{N}_3'\,l_3, \\ M_2\,l_3 + 2M_3\,(l_3 + l_4) + M_4\,l_4 = \mathfrak{N}_3''\,l_3 + \mathfrak{N}_4'\,l_4, \\ \quad\cdots\cdots \\ M_{n-3}\,l_{n-2} + 2M_{n-2}\,(l_{n-2} + l_{n-1}) + M_{n-1}\,l_{n-1} = \mathfrak{N}''_{n-2}\,l_{n-2} + \mathfrak{N}'_{n-1}\,l_{n-1}, \\ M_{n-2}\,l_{n-1} + 2M_{n-1}\,(l_{n-1} + l_n) = \mathfrak{N}''_{n-1}\,l_{n-1} + \mathfrak{N}'_n\,l_n. \end{cases}$$

Wir wollen diese n − 1 Gleichungen, welche zur Bestimmung der n − 1 Normalmomente dienen können, die Normalgleichungen nennen.

Sind alle Felder gleichmäßig resp. mit q_1, q_2, q_3, ... pro Längeneinheit belastet, so werden die rechten Seiten dieser Gleichungen der Reihe nach

$$\frac{1}{4}\,(q_1\,l_1^3 + q_2\,l_2^3),$$

$$\frac{1}{4}\,(q_2\,l_2^3 + q_3\,l_3^3),$$

$$\cdots\cdots$$

Ist die Belastung in allen Feldern gleich groß, also $q_1 = q_2 = q_3 = \ldots$, und sind außerdem die Stützen symmetrisch vertheilt, so ist $M_1 = M_{n-1}$, $M_2 = M_{n-2}$ u. s. w. Die n − 1 Normalgleichungen reduciren sich in diesem Falle auf $\frac{n}{2}$ oder $\frac{n-1}{2}$ Gleichungen, je nachdem n gerade oder ungerade ist.

Sind die Normalmomente bestimmt, so kann man nach den oben gegebenen Formeln alles Uebrige leicht daraus ableiten. Dieses Verfahren, zuerst die Momente für die Stützen und hieraus alles Uebrige zu bestimmen, ist zuerst von Clapeyron (Comptes rendus, 1857) angewendet worden. Man kann aber auch zuerst die Stützendrücke und hieraus alles Uebrige bestimmen, welches Verfahren z. B. von Rebhann und Scheffler angewendet worden ist, jedoch steht es dem Clapeyron'schen Verfahren an Einfachheit bedeutend nach.

Clapeyron hat für den Fall, daß die Felder gleich groß sind, ein bequemes Eliminationsverfahren angegeben. Es dient hierzu eine Reihe von Zahlen, welche wir die Clapeyron'schen Zahlen nennen wollen, welche mit − 1 beginnt und in welcher man die m + 1ste Zahl erhält, wenn man die m − 1ste Zahl zur 4fachen mten Zahl addirt und die erhaltene Zahl negativ nimmt. Bezeichnen wir also die mte Zahl mit c_m, so ist

29. $c_{m-1} + 4c_m + c_{m+1} = 0.$

Hiernach ist diese Zahlenreihe

$$-1, +4, -15, +56, -209, +780, -2911, +10864, -40545, +151316, -564719, \ldots$$

Man multiplicirt die einzelnen Normalgleichungen der Reihe nach, mit der letzten anfangend, mit den aufeinander folgenden Zahlen dieser Reihe und addirt sodann sämmtliche Gleichungen. Hierbei heben sich alle M, außer M_1, und man erhält sonach in dieser Weise eine Gleichung für M_1.

Die übrigen Normalmomente erhält man sodann leicht der Reihe nach unmittelbar aus den Normalgleichungen.

Im Folgenden wollen wir uns hauptsächlich mit dem Falle beschäftigen, wo die Felder nicht gleich groß sind.

Einfluß der Belastung eines einzigen Feldes.

4. Bestimmung der Normalmomente. Es sei nur das r te Feld beliebig belastet und auf das Eigengewicht keine Rücksicht zu nehmen. Alsdann sind die Normalgleichungen

$$30.\quad \begin{cases} 2M_1(l_1+l_2) + M_2 l_2 = 0, \\ M_1 l_2 + 2M_2(l_2+l_3) + M_3 l_3 = 0, \\ \cdots\cdots \\ M_{r-2} l_{r-1} + 2M_{r-1}(l_{r-1}+l_r) + M_r l_r = \mathfrak{N}' l_r, \\ M_{r-1} l_r + 2M_r(l_r+l_{r+1}) + M_{r+1} l_{r+1} = \mathfrak{N}'' l_r, \\ \cdots\cdots \\ M_{n-3} l_{n-2} + 2M_{n-2}(l_{n-2}+l_{n-1}) + M_{n-1} l_{n-1} = 0, \\ M_{n-2} l_{n-1} + 2M_{n-1}(l_{n-1}+l_n) = 0. \end{cases}$$

Hiernach ergiebt sich als Verhältniß der Normalmomente für zwei auf einander folgende Stützen $m-1$ und m, wenn $m < r$ ist,

$$\frac{M_{m-1}}{M_m} = -\frac{M_{m-1}}{2M_{m-1}\frac{l_{m-1}+l_m}{l_m} + M_{m-2}\frac{l_{m-1}}{l_m}} = -\frac{1}{2\frac{l_{m-1}+l_m}{l_m} + \frac{M_{m-2}}{M_{m-1}}\frac{l_{m-1}}{l_m}}.$$

Setzt man für $\frac{M_{m-2}}{M_{m-1}}$ einen gleich gebildeten Ausdruck, so ergiebt sich

$$\frac{M_{m-1}}{M_m} = \cfrac{1}{2\frac{l_{m-1}+l_m}{l_m} - \cfrac{1}{2\frac{l_{m-2}+l_{m-1}}{l_m} + \frac{M_{m-3}}{M_{m-2}}\frac{l_{m-2}}{l_m}}}.$$

Man ersieht hieraus, daß man durch Fortsetzung dieses Verfahrens $\frac{M_{m-1}}{M_m}$ als Kettenbruch darstellen kann. Führt man diesen bis zu Ende fort, so wird das letzte Glied $\frac{M_1}{M_2}\frac{l_1}{l_m} = -\frac{1}{2\frac{l_1+l_2}{l_m}}$, mithin

$$31.\quad \frac{M_{m-1}}{M_m} = -\cfrac{1}{2\frac{l_{m-1}+l_m}{l_m} - \cfrac{1}{2\frac{l_{m-2}+l_{m-1}}{l_m} - \cdots - \cfrac{1}{2\frac{l_1+l_2}{l_m}}}}.$$

In praktischen Fällen wird stets $l_m < 2(l_{m-2}+l_{m-1})$ sein; dann aber sind die einzelnen Brüche sämmtlich echte Brüche, folglich ist $\frac{M_{m-1}}{M_m}$ negativ und absolut genommen $M_m > M_{m-1}$. Hieraus folgt:

Die Normalmomente nehmen vom Ende aus nach dem belasteten Felde hin zu und sind abwechselnd positiv und negativ.

Bei gleich großen Feldern wird

$$32.\quad \frac{M_{m-1}}{M_m} = -\cfrac{1}{4 - \cfrac{1}{4 - \cfrac{1}{4 - \cdots}}},$$

daher

$$\frac{M_1}{M_2} = -\frac{1}{4} = -0{,}25000$$
$$\frac{M_2}{M_3} = -\frac{4}{15} = -0{,}26667$$
$$\frac{M_3}{M_4} = -\frac{15}{56} = -0{,}26786$$
$$\cdots\cdots$$

Mit wachsendem m nähert sich das Verhältniß dem Werthe $-2+\sqrt{3} = -0{,}26795$. Die auf einander folgenden Normalmomente verhalten sich wie die Clapeyronschen Zahlen, also wie $1 : -4 : 15 : -56 : 209 : \ldots$

Setzen wir zur Abkürzung

$$33.\quad \begin{cases} a_1 = \frac{l_{r-1}}{l_r}\left(2 - \cfrac{1}{2\,\frac{l_{r-2}+l_{r-1}}{l_{r-1}} - \cfrac{1}{2\,\frac{l_{r-3}-l_{r-2}}{l_{r-1}} - \cdots - \cfrac{1}{2\,\frac{l_1+l_2}{l_{r-1}}}}}\right) \\ a_2 = \frac{l_{r+1}}{l_r}\left(2 - \cfrac{1}{2\,\frac{l_{r+1}+l_r}{l_r} - \cfrac{1}{2\,\frac{l_{r+2}+l_{r+1}}{l_r} - \cdots - \cfrac{1}{2\,\frac{l_{n-1}+l_n}{l_r}}}}\right), \end{cases}$$

so wird nach dem Vorigen

$$34.\quad \begin{cases} \frac{M_{r-2}}{M_{r-1}} = -\left(2 - a_1 \frac{l_r}{l_{r-1}}\right), \\ \frac{M_{r+1}}{M_r} = -\left(2 - a_2 \frac{l_r}{l_{r+1}}\right). \end{cases}$$

a_1 und a_2 sind bei praktischen Verhältnissen positive Zahlen, welche zwischen 1 und 2 liegen. Bei 5 gleich großen Feldern wird z. B., wenn das I. Feld belastet ist, $a_2 = \frac{96}{56}$, wenn das II. belastet ist, $a_2 = \frac{26}{15}$, wenn das III. belastet ist, $a_1 = a_2 = \frac{77}{44}$. Substituirt man diese Ausdrücke in die mittleren der Normalgleichungen 30, so gehen diese über in

$$35.\quad \begin{cases} M_{r-1}(2 + a_1) + M_r = \mathfrak{N}', \\ M_{r-1} + M_r(2 + a_2) = \mathfrak{N}'', \end{cases}$$

und hieraus ergiebt sich

$$36.\quad \begin{cases} M_{r-1} = \frac{\mathfrak{N}'(2+a_2) - \mathfrak{N}''}{(2+a_1)(2+a_2) - 1} = \frac{(3+2a_2)\mathfrak{M}' + a_2\mathfrak{M}''}{(2+a_1)(2+a_2) - 1}, \\ M_r = \frac{\mathfrak{N}''(2+a_1) - \mathfrak{N}'}{(2+a_1)(2+a_2) - 1} = \frac{(3+2a_1)\mathfrak{M}'' + a_1\mathfrak{M}'}{(2+a_1)(2+a_2) - 1}. \end{cases}$$

$\mathfrak{M}'$ und $\mathfrak{M}''$ sind stets positiv; nach diesen Formeln sind daher auch M_{r-1} und M_r positiv; d. h. die Momente an den Stützen des belasteten Feldes sind stets positiv.

Da $a_1 > 0$, ebenso $a_2 > 0$ ist, so ist $2 + a_1 > 2$, $2 + a_2 > 2$; nach den Gleichungen 35 ist daher

$$37a.\quad \begin{cases} 2M_{r-1} + M_r < \mathfrak{N}', \\ M_{r-1} + 2M_r < \mathfrak{N}''. \end{cases}$$

Die Addition dieser beiden Ungleichungen giebt, wenn man beachtet, daß $\mathfrak{N}' + \mathfrak{N}'' = 3(\mathfrak{M}' + \mathfrak{M}'')$ ist,

$$37.\quad M_{r-1} + M_r < \mathfrak{M}' + \mathfrak{M}'',$$

welche Beziehung für das Weitere nicht ohne Wichtigkeit ist.

Ist das Feld gleichmäßig mit q pro Längeneinheit belastet, so wird

$$38.\quad \begin{cases} M_{r-1} = \frac{q\,l^2}{4}\,\frac{1 + a_2}{(2+a_1)(2+a_2) - 1}, \\ M_r = \frac{q\,l^2}{4}\,\frac{1 + a_1}{(2+a_1)(2+a_2) - 1}. \end{cases}$$

Hiernach kann man nun M_{r-1} und M_r leicht berechnen, wenn man zunächst mit Hülfe der Gleichungen 33 a_1 und a_2 berechnet. Die Normalgleichungen liefern alsdann successive M_{r-2}, M_{r-3}, ... und M_{r+1}, M_{r+2}, ... Ist die Anzahl der Felder nicht sehr groß (bis gegen 5), so bestimmt man jedoch die Normalmomente am besten durch das gewöhnliche Eliminationsverfahren aus den Normalgleichungen.

Da M_{r-1} nach dem Obigen positiv ist, so ist nach obigem Satze auch M_{r-3}, M_{r-5}, ... positiv, M_{r-2}, M_{r-4}, ... dagegen negativ, d. h.:

Ein Normalmoment ist positiv oder negativ, je nachdem zwischen der betreffenden Stütze und dem belasteten Felde eine gerade oder ungerade Anzahl von Feldern liegt.

5. **Träger mit gleich großen Feldern.** Sind die Felder gleich groß, so sind bei Belastung des rten Feldes die Normalgleichungen

$$39.\quad \begin{cases} 4M_1 + M_2 = 0, \\ M_r + 4M_2 + M_3 = 0, \\ \cdots\cdots\cdots \\ M_{r-2} + 4M_{r-1} + M_r = \mathfrak{N}', \\ M_{r-1} + 4M_r + M_{r+1} = \mathfrak{N}'', \\ \cdots\cdots\cdots \\ M_{n-3} + 4M_{n-2} + M_{n-1} = 0, \\ M_{n-2} + 4M_{n-1} = 0. \end{cases}$$

Multiplicirt man diese Gleichungen der Reihe nach mit den Clapeyron'schen Zahlen, und addirt alsdann sämmtliche Gleichungen, so erhält man entweder M_1 oder M_{n-1}, je nachdem man die letzte oder die erste Gleichung mit der ersten Clapeyron'schen Zahl — 1 multiplicirt hat. Man erhält in dieser Weise, wenn man zugleich beachtet, daß $4c_{n-1} + c_{n-2} = -c_n$ ist,

$$40.\quad \begin{cases} M_1 = -\frac{\mathfrak{N}'c_{n-r+1} + \mathfrak{N}''c_{n-r}}{c_n}, \\ M_{n-1} = -\frac{\mathfrak{N}'c_{r-1} + \mathfrak{N}''c_r}{c_n}. \end{cases}$$

Ist M_1 und M_{n-1} bestimmt, so wird $M_2 = -4\,M_1$, $M_3 = +15\,M_1$, $M_4 = -56\,M_1$ u. s. w., und $M_{n-2} = -4\,M_{n-1}$, $M_{n-3} = +15\,M_{n-1}$ u. s. w., allgemein $M_m = -c_m M_r$, d. i.

$$M_m = \frac{c_m}{c_n}(\mathfrak{R}' c_{n-r+1} + \mathfrak{R}'' c_{n-r}),$$

und daher:

$$41.\quad \begin{cases} M_{r-1} = -c_{r-1} M_1 = \dfrac{c_{r-1}}{c_n}(\mathfrak{R}' c_{n-r} + 1 + \mathfrak{R}'' c_{n-r}), \\ M_r = -c_{n-r} M_{n-1} = \dfrac{c_{n-r}}{c_n}(\mathfrak{R}' c_{r-1} + \mathfrak{R}'' c_r). \end{cases}$$

Hiernach sind für 2 bis 5 Felder im Folgenden die Werthe für M_{r-1} und M_r zusammengestellt. Die römische Ziffer bedeutet das belastete Feld.

42. 2 Felder. I. $M_1 = \frac{1}{4}\mathfrak{R}'' = \frac{2\mathfrak{M}' + \mathfrak{M}''}{4}$,

II. $M_1 = \frac{1}{4}\mathfrak{R}' = \frac{\mathfrak{M}' + 2\mathfrak{M}''}{4}$.

43. 3 Felder. I. $M_1 = \frac{4}{15}\mathfrak{R}'' = \frac{4(\mathfrak{M}' + 2\mathfrak{M}'')}{15}$,

$$\text{II.}\quad \begin{cases} M_1 = \dfrac{4\mathfrak{R}' - \mathfrak{R}''}{15} = \dfrac{7\mathfrak{M}' + 2\mathfrak{M}''}{15}, \\ M_2 = \dfrac{4\mathfrak{R}'' - \mathfrak{R}'}{15} = \dfrac{2\mathfrak{M}' + 7\mathfrak{M}''}{15}. \end{cases}$$

44. 4 Felder. I. $M_1 = \frac{15}{16}\mathfrak{R}'' = \frac{15(\mathfrak{M}' + 2\mathfrak{M}'')}{16}$,

$$\text{II.}\quad \begin{cases} M_1 = \dfrac{15\mathfrak{R}' - 4\mathfrak{R}''}{56} = \dfrac{26\mathfrak{M}' + 7\mathfrak{M}''}{56}, \\ M_2 = \dfrac{4\mathfrak{R}'' - \mathfrak{R}'}{14} = \dfrac{2\mathfrak{M}' + 7\mathfrak{M}''}{14}. \end{cases}$$

45. 5 Felder. I. $M_1 = \frac{15}{209}\mathfrak{R}'' = \frac{15(\mathfrak{M}' + 2\mathfrak{M}'')}{209}$,

$$\text{II.}\quad \begin{cases} M_1 = \dfrac{56\mathfrak{R}' - 15\mathfrak{R}''}{209} = \dfrac{97\mathfrak{M}' + 26\mathfrak{M}''}{209}, \\ M_2 = \dfrac{15(4\mathfrak{R}'' - \mathfrak{R}')}{209} = \dfrac{15(2\mathfrak{M}' + 7\mathfrak{M}'')}{209}, \end{cases}$$

$$\text{III.}\quad \begin{cases} M_2 = \dfrac{4(15\mathfrak{R}' - 4\mathfrak{R}'')}{209} = \dfrac{4(26\mathfrak{M}' + 7\mathfrak{M}'')}{209}, \\ M_3 = \dfrac{4(15\mathfrak{R}'' - 4\mathfrak{R}')}{209} = \dfrac{4(7\mathfrak{M}' + 26\mathfrak{M}'')}{209}. \end{cases}$$

Ist das Feld gleichmäßig mit p pro Längeneinheit belastet, so ist nach 13 $\mathfrak{R}' = \mathfrak{R}'' = \frac{1}{4} q_2 l^2$ zu setzen. Die Werthe, welche sich in diesem Falle für die Normalmomente ergeben, sind für Träger von 2 bis 8 Feldern in den folgenden Tabellen zusammengestellt. Die römischen Ziffern bedeuten, wie auch in Zukunft, das belastete Feld.

Tab. I. 2 Felder.

Bel. Feld	M_1
I.	+1
II.	+1
	$\frac{q_2 l^2}{16}$

Tab. II. 3 Felder.

Bel. Feld	M_1	M_2
I.	+4	−1
II.	+3	+3
III.	−1	+4
	$\frac{p l^2}{60}$	

Tab. III. 4 Felder.

Bel. Feld	M_1	M_2	M_3
I.	+15	−4	+1
II.	+11	+12	−3
III.	−3	+12	+11
IV.	+1	−4	+15
	$\frac{p l^2}{224}$		

Tab. IV. 5 Felder.

Bel. Feld	M_1	M_2	M_3	M_4
I.	+56	−15	+4	−1
II.	+41	+45	−12	+3
III.	−11	+44	+44	−11
IV.	+3	−12	+45	+41
V.	−1	+4	−15	+56
	$\frac{p l^2}{836}$			

Tab. V. 6 Felder.

Bel. Feld	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5
I.	+209	−56	+15	−4	+1
II.	+153	+156	−45	+12	−3
III.	−41	+164	+165	−44	+11
IV.	+11	−44	+165	+164	−41
V.	−3	+12	−45	+156	+153
VI.	+1	−4	+15	−56	+209
	$\frac{p l^2}{3120}$				

Tab. VI. 7 Felder.

Bel. Feld	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5	M_6
I.	+780	−209	+56	−15	+4	−1
II.	+571	+627	−168	+45	−12	+3
III.	−153	+612	+616	−165	+44	−11
IV.	+41	−164	+615	+615	−164	+41
V.	−11	+44	−165	+616	+612	−153
VI.	+3	−12	+45	−168	+627	+571
VII.	−1	+4	−15	+56	−209	+780
	$\frac{p l^2}{11644}$					

Tabelle VII. 8 Felder.

Bel. Feld	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5	M_6	M_7
I.	+ 2911	— 780	+ 209	— 56	+ 15	— 4	+ 1
II.	+ 2131	+ 2340	— 627	+ 168	— 45	+ 12	— 3
III.	— 571	+ 2284	+ 2299	— 616	+ 165	— 44	+ 11
IV.	+ 153	— 612	+ 2295	+ 2296	— 615	+ 164	— 41
V.	— 41	+ 164	— 615	+ 2296	+ 2295	— 612	+ 153
VI.	+ 11	— 44	+ 165	— 616	+ 2299	+ 2284	— 571
VII.	— 3	+ 12	— 45	+ 168	— 627	+ 2340	+ 2131
VIII.	+ 1	— 4	+ 15	— 56	+ 209	— 780	+ 2911

$\cdot \frac{p\,l^2}{43456}$

Es frägt sich nun noch, welchem Werthe sich die Normalmomente nähern, wenn die Anzahl der Stützen wächst. Bei einer unendlich großen Anzahl von Feldern ist, wenn $m > r$ ist, nach 32:

$$46.\quad \frac{M_{m+1}}{M_m} = -\cfrac{1}{4-\cfrac{1}{4-\cfrac{1}{4-\cdots}}}$$

Bezeichnet man diesen unendlichen Kettenbruch, positiv genommen, mit k, so ist $k = \frac{1}{4+k}$, od. $k^2+4k-1=0$ und daher

$$47.\quad k = 2 - \sqrt{3} = 0{,}267949.$$

Sonach ist für jedes m, welches $\gtrless r$ ist,

$$46a.\quad \frac{M_{m+1}}{M_m} = -k,$$

also auch

$$M_{r+1} = -k\,M_r.$$

Nach dem Obigen ist ferner $M_{r-1} = -c_{r-1}\,M_1$, $M_{r-2} = -c_{r-2}\,M_1$. Substituirt man diese Werthe für M_{r-1} und M_{r-2} in die beiden mittleren der Normalgleichungen 39, $\left(\text{für } \mathfrak{N}' = \mathfrak{N}'' = \frac{p\,l^2}{4}\right)$, beachtet dabei, daß $c_{r-2} + 4\,c_{r-1} = -c_r$ ist, und reducirt auf M_1 und M_r, so ergiebt sich

$$M_1 = \frac{3-k}{(4-k)\,c_r + c_{r-1}}\cdot\frac{p\,l^2}{4} = \frac{1+\sqrt{3}}{(2+\sqrt{3})\,c_r + c_{r-1}}\cdot\frac{p\,l^2}{4},$$

$$M_r = \frac{c_{r-1}+c_r}{(4-k)\,c_r + c_{r-1}}\cdot\frac{p\,l^2}{4} = \frac{c_{r-1}+c_r}{(2+\sqrt{3})\,c_r + c_{r-1}}\cdot\frac{p\,l^2}{4},$$

oder, um einen rationellen Nenner zu erhalten,

$$M_1 = \frac{(1+\sqrt{3})\,(2\,c_r + c_{r-1} - c_r\sqrt{3})}{c_{r-1}^2 + 4\,c_{r-1}\,c_r + c_r^2}\cdot\frac{p\,l^2}{4}$$

$$= \frac{c_{r-1} - c_r + (c_{r-1}+c_r)\sqrt{3}}{c_{r-1}^2 + 4\,c_{r-1}\,c_r + c_r^2}\cdot\frac{p\,l^2}{4}.$$

Setzt man im Nenner $c_r = -(4\,c_{r-1} + c_{r-2})$, so erhält man $c_{r-2}^2 + 4\,c_{r-2}\,c_{r-1} + c_{r-1}^2$; setzt man hierin wieder $c_{r-1} = -(4\,c_{r-2} + c_{r-3})$ u. s. f., so erhält man endlich für den Nenner den Ausdruck $c_2^2 + 4\,c_2\,c_1 + c_1^2 = 4^2 - 4.4.1 + 1^2 = 1$; es ist demnach

$$48.\quad c_{r-1}^2 + 4\,c_{r-1}\,c_r + c_r^2 = 1$$

und folglich

$$49.\quad \begin{cases} M_1 = [c_{r-1} - c_r + (c_{r-1}+c_r)\sqrt{3}]\,\frac{p\,l^2}{4}, \\ M_r = (c_{r-1}+c_r)\,(c_{r-1} + 2\,c_r - c_r\sqrt{3})\,\frac{p\,l^2}{4}. \end{cases}$$

Hat man hiernach M_1 und M_r bestimmt, so ist $M_m = -c_m\,M_1$, wenn $m < r$, und $M_m = M_r\,k^{m-r}$, wenn $m \gtrless r$ ist. Die sich hiernach für die Belastung des ersten bis fünften Feldes ergebenden Werthe sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

Tabelle VIII.

Bel. Feld	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5
I.	+ 0,06687	— 0,01795	+ 0,00481	— 0,00129	+ 0,00034
II.	+ 0,04904	+ 0,05385	— 0,01441	+ 0,00385	— 0,00103
III.	— 0,01314	+ 0,05256	+ 0,05290	— 0,01415	+ 0,00379
IV.	+ 0,00352	— 0,01408	+ 0,05282	+ 0,05284	— 0,01413
V.	— 0,00094	+ 0,00377	— 0,01415	+ 0,05283	+ 0,05283

$\cdot\, p\,l^2$

Ist ein mittleres Feld belastet, also $r = \infty$, so wird $M_{r-1} = M_r$, $M_{r-2} = -k M_r$. Substituirt man diese Werthe in die erste der mittleren der Gleichungen 39, so ergiebt sich

$$50. \quad M_r = \frac{3-\sqrt{3}}{24} p l^2 = 0{,}05283\, p l^2.$$

Dieses ist also der Grenzwerth von M_r und M_{r-1} bei wachsendem r. Der Grenzwerth von M_{r-2} und M_{r+1} ist $\frac{9-5\sqrt{3}}{24} = 0{,}0146$, von M_{r-3} u. $M_{r+2} = \frac{23-19\sqrt{3}}{24} = 0{,}00379\, p l^2$ u. s. f.

6. Die Transversalkräfte. Für einen beliebigen Querschnitt eines unbelasteten, und zwar des m ten Feldes ist $Q = Q'_m$, oder, da $M_m = M_{m-1} - Q'_m l_m$ ist,

$$51. \quad Q = -\frac{M_m - M_{m-1}}{l_m}.$$

Da M_m und M_{m-1} entgegengesetzte Vorzeichen haben, so hat Q dasselbe Vorzeichen, wie M_{m-1}.

Die Transversalkraft ist daher positiv oder negativ, je nachdem zwischen dem betreffenden Felde und dem belasteten Felde eine ungerade oder gerade Anzahl von Stützen liegt. Außerdem nimmt Q nach dem belasteten Felde hin zu. (Siehe Fig. a, Beilage A.)

Bei gleich großen Feldern nehmen die Transversalkräfte im Verhältnisse 1 : 5 : 19 : 71 : . . zu.

7. Stützendrücke. Der Druck auf eine Stütze ist offenbar die Differenz der beiden Transversalkräfte unmittelbar neben der Stütze. Bezeichnen wir daher den Druck auf die mte Stütze mit D_m, so ist allgemein

$$52. \quad D_m = Q'_{m+1} - Q''_m,$$

und in unserem Falle

$$53. \quad D_m = \frac{M_m - M_{m-1}}{l_m} + \frac{M_m - M_{m+1}}{l_{m+1}}.$$

Da Q'_{m+1} und Q''_m entgegengesetztes Vorzeichen haben, so hat D_m dasselbe Vorzeichen, wie Q'_{m+1} oder wie M_m. Beide Glieder nehmen mit wachsendem m zu, daher:

Die Stützendrücke wechseln ebenfalls das Vorzeichen und nehmen vom Ende nach dem belasteten Felde hin zu. (Fig. a.)

Für die äußeren Stützen wird $M_1 = Q_1' l_1 = D_0 l_1$, daher

$$54. \quad D_0 = Q_1' = \frac{M_1}{l_1}.$$

Bei gleich großen Feldern wird

$$D_m = \frac{2 M_m - M_{m-1} - M_{m+1}}{l},$$

d. i.

$$55. \quad D_m = 6 \frac{M_m}{l}.$$

Die Stützendrücke sind also in diesem Falle dem entsprechenden Normalmomente proportional.

8. Momente. Ist der Abstand des in Rede stehenden Querschnittes im mten Felde von der linken Stütze des Feldes $= x$, so ist das Moment für diesen Querschnitt

$$56. \quad M = M_{m-1} - Q'_m x = \frac{M_{m-1}(l-x) + M_m x}{l_m}.$$

Bei $x = \frac{l_m}{1 - \frac{M_m}{M_{m-1}}}$ wird $M = 0$. Links von dieser Stelle hat M dasselbe Vorzeichen wie M_{m-1}, rechts wie M_m. In Fig. b, Beilage A, sind die Momente graphisch dargestellt.

9. Abweichung. Nach Formel 25 ist für ein unbelastetes Feld, da hier $\mathfrak{M}' = \mathfrak{M}'' = 0$ ist,

$$57. \quad \tau_m = -\frac{l_m}{6EW}(M_{m-1} + 2M_m) = +\frac{l_{m+1}}{6EW}(M_{m+1} + 2M_m).$$

Da M_{m-1} und $2M_m$ entgegengesetztes Vorzeichen haben und $2M_m > M_{m-1}$ ist, so hat $M_{m-1} + 2M_m$ dasselbe Vorzeichen wie M_m. τ_m und M_m haben daher entgegengesetzte Vorzeichen, τ_m ist demnach ebenfalls abwechselnd positiv und negativ und nimmt nach dem belasteten Felde hin zu (Fig. c).

Für die äußere Stütze wird

$$58. \quad \tau_0 = \frac{M_1 l_1}{6EW}.$$

Bei gleich großen Feldern nimmt τ_m im Verhältnisse von 1 : 2 : 7 : 26 : 97 : 462 : . . . zu.

Die Abweichung in einem unbelasteten Felde ist nach Formel 5, da hier $\eta = 0$, $c = 0$ zu setzen ist,

$$59. \quad y = x\left(1 - \frac{x}{l_m}\right)\left[\tau_{m-1}\left(1 - \frac{x}{l_m}\right) - \tau_m \frac{x}{l_m}\right] = \frac{x(l_m - x)}{6EW}\left[M_m + 2M_{m-1} - (M_{m-1} - M_m)\frac{x}{l_m}\right].$$

Da τ_{m-1} und τ_m entgegengesetztes Vorzeichen haben, so hat y für jedes x dasselbe Vorzeichen, wie τ_{m-1}, d. h.: die Abweichung erfolgt nach oben oder unten, je nachdem zwischen dem betreffenden und dem belasteten Felde eine gerade oder ungerade Anzahl von Feldern liegt. Außerdem nimmt die Abweichung nach dem belasteten Felde hin zu (Fig. c).

Bei gleich großen Feldern nimmt die Abweichung in gleicher Entfernung von den Stützen im Verhältnisse von 1 : 3 : 11 : 41 : 186 : . . . zu.

Gefährlichste Belastungsweise.

10. Nach dieser Untersuchung der Einwirkung der Belastung eines einzelnen Feldes ist es nun leicht, diejenige Belastungsweise anzugeben, für welche Q, D, M und y größer ist, als für jede andere Belastungsweise. Wir den-

ken uns diese Größen als aus zwei Theilen bestehend; der eine Theil entspricht dem Eigengewichte des Trägers, der andere der zufälligen Belastung. Beide Theile sind, um die wirklichen Größen von Q, D, M, y zu erhalten, zu addiren. Daher ist die gefährlichste Belastungsweise offenbar vom Eigengewichte unabhängig; wir können also bei der Bestimmung derselben vom Eigengewichte ganz absehen.

11. Normalmomente. Ist nur ein Feld belastet, so ist nach dem Obigen M_m positiv oder negativ, wenn zwischen der betreffenden Stütze und dem belasteten Felde eine gerade oder ungerade Anzahl von Feldern liegt. M_m aber erreicht sein positives oder negatives Maximum, wenn alle die Felder belastet sind, für welche M_m resp. positiv oder negativ ist, daher:

M_m erreicht sein Maximum, wenn die Felder abwechselnd belastet sind und zwar das positive oder negative, je nachdem die Felder neben der betreffenden Stütze mit oder nicht mit belastet sind (Fig. d und e, Beilage A).

Die durch die zufällige Belastung erzeugten größten negativen Normalmomente sind viel kleiner, als die größten positiven, und die durch das Eigengewicht erzeugten Normalmomente sind in praktischen Fällen, wo die Längen der einzelnen Felder nicht viel von einander abweichen, stets positiv. Die Verbindung von beiden Theilen für das größte negative Moment wird daher in der Regel ein positives Moment, das positive Minimum, geben, so daß negative Normalmomente in der Regel gar nicht zu Stande kommen werden.

Bei einem Träger mit 5 gleichgroßen Feldern ist z. B., wenn man $p l^2 = 836$ setzt, max. $(+ M_1) = 100$, max. $(+ M_2) = 93$ und max. $(- M_1) = 12$, max. $(- M_2) = 27$. Für das Eigengewicht dagegen wird, wenn $g l^2 = 836$ ist, $M_1 = 88$, $M_2 = 66$. Die Verbindung von beiden Theilen giebt max. $(+ M_1) = 188$, max. $(+ M_2) = 159$; min. $(+ M_1) = 76$, min. $(+ M_2) = 39$.

12. Stützendrücke. Da nach §. 7 D_m bei Belastung eines Feldes dasselbe Vorzeichen hat, wie M_m, so läßt sich von D_m dasselbe sagen, wie von M_m, oder: die Stützendrücke erreichen das Maximum, resp. Minimum, bei derselben Belastungsweise, bei welcher das Moment über derselben Stütze das Maximum, resp. Minimum, erreicht (Fig. d und e).

In praktischen Fällen werden negative Stützendrücke ebenfalls nicht zu Stande kommen.

Bei Bestimmung des Maximums von Q, M und y für eine bestimmte Stelle eines Feldes haben wir sowohl die Belastungsweise des betreffenden Feldes selbst, als die Belastungsweise der übrigen Felder besonders zu untersuchen.

13. Transversalkräfte.

a. Das in Rede stehende Feld sei vorläufig nicht mit belastet. Alsdann ist für jedes x $Q = Q'_m$. Aus §. 6 folgt nun unmittelbar, daß Q das Maximum ebenfalls bei abwechselnder Belastung der Felder erreicht und zwar das positive Maximum, wenn das Feld links vom fraglichen Felde mit, das Feld rechts dagegen nicht mit belastet ist (Fig. f), das negative Maximum, wenn das Umgekehrte stattfindet (Fig. g).

b. Das in Rede stehende Feld sei allein belastet. Ist das Feld durch eine isolirte Last G belastet (Fig. 2), so ist nach Formel 10

$$Q'_r = \frac{M_{r-1} - M_r}{l_r} + G\frac{\xi_1}{l_r}.$$

M_{r-1} und M_r sind stets positiv. Ist $M_{r-1} > M_r$, so ist Q'_r positiv. Ist $M_{r-1} < M_r$, so ist das erste Glied negativ und es frägt sich nun, welches Vorzeichen Q'_r hat. Unbedingt ist in diesem Falle $M_r - M_{r-1} < M_r + M_{r-1}$; nach 37 aber ist $M_r + M_{r-1} < \mathfrak{M}' + \mathfrak{M}''$, d. i. $< \frac{G\xi\xi_1}{l_r}$ oder auch, da $\frac{\xi}{l_r} < 1$ ist, $M_r + M_{r-1} < \frac{G\xi_1}{l_r}$, mithin

$$\frac{M_r - M_{r-1}}{l_r} < G\frac{\xi_1}{l_r},$$

und folglich ist auch in diesem Falle Q'_r positiv. Q'_r wird daher stets positiv sein, welche Lage die Last auch haben möge. Ebenso läßt sich zeigen, daß Q''_r stets negativ ist.

Ist nun $x < \xi$, so ist $Q = Q'_r$, Q also positiv; ist $x > \xi$, so ist $Q = Q'_r - G = Q''_r$, Q also negativ. Jede Last, welche zwischen A und P liegt, wird also in P eine positive, jede Last, welche zwischen B und P liegt, in P eine negative Transversalkraft erzeugen. Hieraus geht nun unmittelbar hervor:

Die Transversalkraft erreicht ihr positives oder negatives Maximum, wenn der Zug von dem betreffenden Querschnitte bis zum rechten oder linken Ende des Feldes reicht und die übrigen Felder abwechselnd nach resp. Fig. f und g belastet sind. (Siehe Fig. f und g, Beilage A.)

Dieser bisher nur für einen einfachen Träger bewiesene Satz gilt also auch für einen continuirlichen, ebenso wie für einen an einem Ende eingespannten, am anderen unterstützten und für einen an beiden Enden eingespannten Träger. Für diesen letzteren Fall sind die positiven und negativen Maxima von Q in Fig. 6 graphisch dargestellt.

Den absolut größten Werth erreicht Q an den Enden des Feldes und diesen Stellen entspricht eine totale Belastung des Feldes.

Demnach erreicht die Transversalkraft ihr absolutes Maximum an den Stützen und zwar für dieselbe Belastungsweise, bei welcher M an der betreffenden Stütze das positive Maximum erreicht (Fig. d).

14. Momente.

a. Das fragliche Feld sei vorläufig nicht mit belastet. Alsdann ist nach Formel 12

$$60.\quad M = M_{m-1}\left(1 - \frac{x}{l_m}\right) + M_m \frac{x}{l_m}.$$

In der Nähe der linken Stütze ist das zweite Glied gegen das erste sehr klein; hier wird demnach M das Maximum, wenn M_{m-1} das Maximum erreicht, d. h.

In der Nähe der Stützen erreicht das Moment das positive oder negative Maximum bei derselben Belastungsweise, bei welcher das Normalmoment über der betreffenden Stütze resp. das positive oder negative Maximum erreicht (Fig. h u. i).

Das negative Moment wird in der Regel nicht zu Stande kommen oder doch viel kleiner sein, als das positive.

Ist ein Feld auf der linken Seite des fraglichen Feldes belastet, so ist absolut genommen $M_{m-1} > M_m$, und wenn ein Feld auf der rechten Seite belastet ist, $M_m > M_{m-1}$. Da nun aber bei Belastung eines Feldes M_{m-1} und M_m entgegengesetztes Vorzeichen haben, so wird in der Nähe der Mitte des fraglichen Feldes bei Belastung eines Feldes auf der linken Seite M dasselbe Vorzeichen haben, wie M_{m-1}, bei Belastung eines Feldes auf der rechten Seite dagegen dasselbe Vorzeichen, wie M_m. M erreicht daher in der Nähe der Mitte des Feldes das positive oder negative Maximum, wenn auf der linken Seite alle die Felder belastet sind, für welche M_{m-1} resp. positiv oder negativ, auf der rechten Seite dagegen alle die Felder, für welche M_m resp. positiv oder negativ ist; d. h.

In der Nähe der Mitte eines Feldes erreicht M das positive oder negative Maximum, wenn die Felder abwechselnd und zwar die beiden Felder neben dem fraglichen Felde resp. mit oder nicht mit belastet sind (Fig. k und l). Das positive Maximum wird, wenn es wirklich zu Stande kommt, immer viel kleiner sein, als das negative.

b. Das fragliche Feld sei allein belastet. Ehe wir zur Untersuchung der gefährlichsten Belastungsweise dieses Feldes übergehen, wollen wir erst die gefährlichste Belastungsweise eines an beiden Enden horizontal eingespannten Trägers untersuchen, da dies zum Verständniß wesentlich beitragen wird. Ist der Träger mit einem isolirten Gewichte G belastet (Fig. 2), so ist nach Formel 8 und 10

$$61.\quad M_1 = \frac{G\,\xi\,\xi_1^2}{l^2},\quad M_2 = \frac{G\,\xi^2\,\xi_1}{l^2},$$

$$62.\quad Q' = \frac{M_1 - M_2}{l} + \frac{G\,\xi_1}{l} = \frac{G\,\xi_1^2\,(l + 2\,\xi)}{l^3}.$$

Daher wird, wenn $\xi > x$ ist, oder wenn die Last zwischen B und P liegt,

$$63.\quad M = M_1 - Q'x = \frac{G\,\xi_1^2}{l^2}\left[\xi - (l + 2\,\xi)\frac{x}{l}\right].$$

Für

$$64.\quad G = \frac{l\,x}{l - 2\,x}$$

wird hiernach $M = 0$ und, je nachdem

$$\xi \gtrless \frac{l\,x}{l - 2\,x}$$

ist, wird M positiv oder negativ. Zugleich aber muß $l > \xi > x$ sein, daher

$$l > \frac{l\,x}{l - 2\,x} > x,$$

oder

$$\frac{1}{3}\,l > x > 0.$$

Ist $x > \frac{1}{3}\,l$, so wird M bei jeder Lage der Last negativ. Liegt dagegen die Last zwischen A und P oder ist $\xi < x$, so folgt aus dem Vorigen sofort: ist $x < \frac{2}{3}\,l$, so ist M stets negativ; M ist 0, wenn

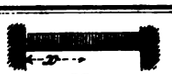
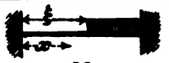
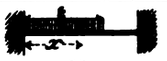
$$65.\quad \xi = l - \frac{l\,x}{l - 2\,x} = \frac{l - 3\,x}{l - 2\,x}\,l$$

ist; M ist positiv oder negativ, je nachdem ξ kleiner oder größer, als dieser Werth ist. Für die Belastung durch einen Zug folgt hieraus:

Liegt x zwischen $\frac{1}{3}\,l$ und $\frac{2}{3}\,l$, so kann M nur negativ sein, und hat sein Maximum bei totaler Belastung. Für Punkte, welche außerhalb dieses mittleren Theiles liegen, erreicht M das positive oder negative Maximum, je nachdem der Zug von $\xi = \frac{l\,x}{l - 2\,x}$ bis an das weiteste oder nächste Ende reicht, das dem betreffenden Querschnitte am nächsten liegende Ende als Anfang der x angenommen.

In folgender Tabelle sind die positiven und negativen Maxima von M in Folge der zufälligen Belastung, sowie die der totalen Belastung entsprechenden Momente zusammengestellt und in Fig. 6 graphisch dargestellt.

Tabelle IX.

x	 M	 M	 M	ξ
0	+ 8,333	+ 8,333	0	0
0,05	+ 5,958	+ 5,967	— 0,009	0,0556
0,1	+ 3,833	+ 3,908	— 0,085	0,1250
0,15	+ 1,958	+ 2,223	— 0,265	0,2140
0,2	+ 0,333	+ 0,988	— 0,654	0,3333
0,25	— 1,042	+ 0,260	— 1,302	0,5000
0,3	— 2,167	+ 0,013	— 2,180	0,7500
1/3	— 2,778	0	— 2,778	1
0,35	— 3,042	—	— 3,042	1
0,4	— 3,667	—	— 3,667	1
0,45	— 4,042	—	— 4,042	1
0,5	— 4,167	—	— 4,167	1
.l		$\cdot\frac{p\,l^2}{100}$		.l

Hiernach kehren wir zu unserer eigentlichen Aufgabe zurück.

Ist der Träger mit einer isolirten Last G (Fig. 2) belastet, welche zwischen B und P liegt, so wird nach Formel 12

$$M = M_{r-1} - Q'_r\,x = \frac{M_{r-1}(l_r - x) + M_r\,x}{l_r} - G\frac{\xi_1 x}{l_r}.$$

Für M_{r-1} und M_r sind die Ausdrücke 36 zu setzen und hierbei zu beachten, daß

$$\mathfrak{M}' = \frac{G\xi\xi_1^2}{l^2},\quad \mathfrak{M}'' = \frac{G\xi^2\xi_1}{l^2}$$

ist. Daher wird

$$66.\quad \begin{cases} M_{r-1} = \dfrac{G\xi\xi_1}{l_r^2}\,\dfrac{3\xi_1 + a_2(1+\xi_1)}{(2+a_1)(2+a_2)-1}, \\ M_r = \dfrac{G\xi\xi_1}{l_r^2}\,\dfrac{3\xi + a_1(1+\xi)}{(2+a_1)(2+a_2)-1}. \end{cases}$$

Substituirt man diese Ausdrücke in obigen Ausdruck für M, so ergiebt sich, wenn man zur Abkürzung $N = (2+a_1)(2+a_2) - 1$ setzt,

$$67.\quad M = \frac{G\xi_1}{N l^3}\Big[\xi^2\Big\{(3+a_1)x - (3+a_2)(l-x)\Big\} + \xi l\Big\{a_1 x + (3+2)a_2(l-x)\Big\} - N l^2 x\Big].$$

Hiernach wird $M = 0$, wenn

$$68.\quad \xi^2\Big\{(3+a_1)x - (3+a_2)(l-x)\Big\} + \xi l\Big\{a_1 x + (3+2a_2)(l-x)\Big\} - N l^2 x = 0$$

ist. Die zulässige Wurzel dieser Gleichung sei ξ_x. Für $x = 0$ wird auch $\xi_x = 0$ und für

$$69.\quad x = \frac{l}{3+a_1}$$

wird $\xi_x = l$. Für noch größere x aber giebt die Gleichung gar keine zulässige Wurzel. M ist nun positiv oder negativ, je nachdem $\xi \lessgtr \xi_x$ ist.

Liegt dagegen die Last zwischen A und P, so ergiebt sich, daß $M = 0$ ist, wenn

$$70.\quad (l-\xi)^2\Big\{(3+a_1)(l-x) - (3+a_2)x\Big\} + (l-\xi)l\Big\{a_2(l-x) + (3+2a_1)x\Big\} + N l^2(l-x) = 0$$

ist. Die zulässige Wurzel dieser Gleichung sei ξ'_x. Für $x = l$ wird $\xi'_x = l$ und für

$$71.\quad x = l - \frac{l}{3+a_2} = \frac{2+a_2}{3+a_2}\,l$$

wird $\xi_x = 0$; für kleinere x aber giebt die Gleichung gar keine zulässige Wurzel. M ist positiv oder negativ, je nachdem $\xi \lessgtr \xi'_x$ ist. Zwischen $x = \frac{l}{3+a_1}$ und $x = \frac{2+a_2}{3+a_2}\,l$ ist M stets negativ, die Last mag liegen, wo sie wolle. Hieraus folgt nun für die Belastung durch einen Zug:

Von $x = 0$ bis $x = \frac{l}{3+a_1}$ erreicht M das positive oder negative Maximum, wenn der Zug von $\xi = \xi_x$ bis zum rechten oder linken Ende, von $x = \frac{2+a_2}{3+a_2}\,l$ bis $x = l$ aber, wenn der Zug von $\xi = \xi'_x$ bis zum linken oder rechten Ende reicht. Im mittleren Theile erreicht M das positive oder negative Maximum, je nachdem das Feld resp. gar nicht, oder total belastet ist. Die übrigen Felder müssen nach dem unter a ermittelten Gesetze nach Fig. h bis l (Beilage A), abwechselnd belastet sein.

Das absolute positive Maximum erreicht M an den Stützen bei der Belastungsweise Fig. d, das absolute negative Maximum dagegen in der Nähe der Mitte bei der Belastungsweise Fig. k. Für den ersten Fall sind die beiden Felder neben der betreffenden Stütze, im letzteren Falle ist das betreffende Feld total belastet. Das x, für welches M das negative Maximum erreicht, ist durch die Formel 17 bestimmt.

15. Abweichung.

a. Ist das fragliche Feld allein belastet, so ist nach Formel 6a:

$$\begin{cases} \tau_{m-1} = + \frac{l_m}{2EW} (2M_{m-1} + M_m - \mathfrak{N}') \\ \tau_m = - \frac{l_m}{2EW} (M_{m-1} + 2M_m - \mathfrak{N}'). \end{cases}$$

Da nach 37a $2M_{m-1} + M_m < \mathfrak{N}'$, $M_{m-1} + 2M_m < \mathfrak{N}''$ ist, $\mathfrak{N}'$ und $\mathfrak{N}''$ aber stets positiv sind, so ist bei jeder Belastungsweise τ_{m-1} negativ, τ_m positiv. Nach Formel 5 ist nun

$$72. \quad y = \eta + \left(1 - \frac{x}{l_m}\right)\left[\tau_{m-1}\left(1 - \frac{x}{l_m}\right) - \tau_m \frac{x}{l_m}\right].$$

Da τ_{m-1} negativ, τ_m positiv ist, so ist das zweite Glied negativ; η, d. i. die Abweichung bei horizontaler Einspannung, ist aber auch negativ. Bei einer Belastung durch eine isolirte Last wird daher y stets negativ sein, wo die Last auch liegen möge. Die Abweichung nach unten wird daher zum Maximum, wenn das Feld total, die Abweichung nach oben dagegen, wenn das Feld gar nicht belastet ist.

b. Was nun die Belastung der übrigen Felder anlangt, so findet nach §. 9 bei Belastung eines Feldes eine Abweichung nach oben oder unten statt, je nachdem zwischen dem fraglichen und dem belasteten Felde eine ungerade oder gerade Anzahl von Feldern liegt. Hieraus folgt in Verbindung mit dem unter a gefundenen Satze:

Die Abweichung ist am größten, wenn die Felder abwechselnd belastet sind und zwar nach unten wenn das fragliche Feld mit (Fig. k), nach oben, wenn das fragliche Feld nicht mit (Fig. l) belastet ist.

In der Regel wird nur die Abweichung nach unten in Frage kommen, da die Abweichung nach oben, wenn eine solche wirklich entstehen sollte, viel kleiner sein wird, als die Abweichung nach unten.

Numerische Berechnung von Q, D, M und y.

16. Bei der numerischen Berechnung von Q, D, M und y für einen bestimmten Fall ist es am zweckmäßigsten, zunächst die Normalmomente für die Belastung jedes einzelnen Feldes ohne Rücksicht auf das Eigengewicht zu berechnen, wozu die Normalgleichungen 30 dienen. Bei wenig Feldern kann man direct eliminiren; bei vielen Feldern berechnet man am besten erst a_1 und a_2 nach 33, sodann M_{r-1} und M_r nach 36, und nach 31 die übrigen Normalmomente. Bei symmetrisch unterstützten Trägern hat man die Rechnung nur für die Hälfte der Stützen zu führen. Bei gleich großen Feldern geschieht die Berechnung am besten nach dem oben angegebenen Clapeyron'schen Verfahren (Tabelle I bis VII). Addirt man sodann die sämmtlichen M für dieselbe Stütze und multiplicirt die Summe mit dem Verhältniß $\frac{g}{p}$, so erhält man die Normalmomente, welche dem Eigengewichte entsprechen.

Die positiven und negativen Maxima der Normalmomente erhält man durch Addition aller, resp. positiven und negativen, Momente und Hinzufügung der Werthe für das Eigengewicht.

In folgender Tabelle sind die Werthe für einen Träger mit 5 gleichgroßen Feldern zusammengestellt und dabei $p = g$, $\frac{p l^2}{836} = 1$ gesetzt.

Tabelle X.

		M_1	M_2	M_3	M_4
Für zufäll. Last	+ Max.	+ 100	93	93	100
	— Max.	— 12	27	27	12
Für Eigengewicht		+ 88	66	66	88
Für beides	Max.	+ 188	159	159	188
	Min.	— 76	39	39	76

Sodann berechne man die Transversalkräfte an den Stützen ebenfalls für die Belastung jedes einzelnen Feldes nach Formel 14. Addirt man sämmtliche Q für dieselbe Stelle und multiplicirt mit $\frac{g}{p}$, so erhält man die Transversalkräfte, welche dem Eigengewichte entsprechen. Addirt man für dieselbe Stelle alle positiven und alle negativen Zahlen und fügt die Werthe von Q für das Eigengewicht hinzu, so erhält man resp. die Maxima und Minima von Q. Die Subtraction der zu derselben Stütze gehörenden Werthe von Q giebt sodann die Stützendrücke, wie folgende Tabelle für einen Träger mit 5 gleichgroßen Feldern zeigt. Hierbei ist $p = g$ und $\frac{p l^2}{836} = 1$ gesetzt.

Tabelle XI.

Bel. Feld		Q_1'	Q_1''	Q_2'	Q_2''	Q_3'	Q_3''	Q_4'	Q_4''	Q_5'	Q_5''
mit p I		+ 362	— 474	+ 71	+ 71	— 19	— 19	+ 5	+ 5	— 1	— 1
II		— 41	— 41	+ 414	— 422	+ 57	+ 57	— 15	— 15	+ 3	+ 3
III		+ 11	+ 11	— 55	— 55	+ 418	— 418	+ 55	+ 55	— 11	— 11
IV		— 3	— 3	+ 15	+ 15	— 57	— 57	+ 422	— 414	+ 41	+ 41
V		+ 1	+ 1	— 5	— 5	+ 19	+ 19	— 71	— 71	+ 474	— 362
Für das Eigengewicht		+ 330	— 506	+ 440	— 396	+ 418	— 418	+ 396	— 440	+ 506	— 330
Für zufäll. Belastung	+ Max.	+ 374	12	500	86	494	76	482	60	518	44
	— Max.	— 44	518	60	482	76	494	86	500	12	374
Für beides	Max.	704	1024	940	878	912	912	878	940	1024	704
	Min.	286	494	380	310	342	342	310	380	494	286
Für beides	Max. D	704	1964		1790		1790		1964		704
	Min. D	286	874		652		652		874		286

Die absoluten positiven Maxima von M sind die Maxima der Normalmomente; die absoluten negativen Maxima liegen in der Nähe der Mitte der Felder. Die zugehörigen x, sowie die Maxima selbst sind nach den Formeln 17 und 18 zu berechnen und hierbei ist die in §. 14 und Fig. k näher bezeichnete Belastungsweise zu Grunde zu legen.

Für unser Beispiel berechnet sich hiernach max. (— M) wie folgt:

Tabelle XII.

	I. Feld	II. Feld	III. Feld
M_{m-1}	0	132	99
M_m	132	99	99
Q'_m	1540	1705	1672
x	0,4605	0,5099	0,5000
max. M	354,61	302,66	319,00

In den drei folgenden Tabellen sind die hiernach berechneten Werthe für D, Q und M für das Eigengewicht, sowie die der zufälligen Belastung entsprechenden Maxima von D, Q und M für Träger mit gleichgroßen Feldern zusammengestellt, wobei $l = 1$, $p = 1$, $g = 1$ gesetzt ist. Um die betreffenden Werthe für eine beliebige Belastung und Spannweite zu erhalten, hat man nur nöthig, die Zahlen der Tabelle für $p = 0$ mit gl, resp. gl^2, und die Zahlen für $g = 0$ mit pl, resp. pl^2 zu multipliciren und beide Werthe zu addiren.

Tabelle XIII. Stützendrücke.

Anzahl der Felder.		D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8
1	p = 0	0,5000	0,5000							
	g = 0	0,5000	0,5000							
2	p = 0	0,3750	1,2500	0,3750						
	g = 0	0,4374	1,2500	0,4374						
3	p = 0	0,4000	1,1000	1,1000	0,4000					
	g = 0	0,4400	1,2000	1,2000	0,4400					
4	p = 0	0,3928	1,1429	0,9285	1,1429	0,3928				
	g = 0	0,4464	1,2232	1,1428	1,2232	0,4464				
5	p = 0	0,3947	1,1316	0,9737	0,9737	1,1316	0,3947			
	g = 0	0,4474	1,2177	1,1675	1,1675	1,2177	0,4474			
6	p = 0	0,3942	1,1346	0,9514	1,0192	0,9514	1,1346	0,3942		
	g = 0	0,5289	1,2192	1,1638	1,1923	1,1638	1,2192	0,5289		
7	p = 0	0,3944	1,1338	0,9658	1,0070	1,0070	0,9658	1,1338	0,3944	
	g = 0	0,4472	1,2188	1,1632	1,1864	1,1864	1,1632	1,2188	0,4472	
8	p = 0	0,3946	1,1340	0,9652	1,0123	0,9948	1,0123	0,9652	1,1940	0,3946
	g = 0	0,4473	1,2189	1,1627	1,1863	1,1804	1,1863	1,1627	1,2189	0,4473
∞	p = 0	0,3943	1,1340	0,9641	1,0096	0,9974	1,0007	0,9998	1,0000	1,0000
	g = 0	0,4472	1,2189	1,1628	1,1907	1,1715	1,1833	1,1830	1,1830	1,1830

$$n = \infty \begin{cases} p = 0,\ D_0 = \dfrac{3+\sqrt{3}}{12} = 0{,}394338; \quad D_1 = \dfrac{4-\sqrt{3}}{2} = 1{,}133975; \quad D_\infty = 1. \\ g = 0,\ D_0 = \dfrac{9+\sqrt{3}}{24} = 0{,}447169; \quad D_1 = \dfrac{17-7\sqrt{3}}{4} = 1{,}218911; \quad D_\infty = \dfrac{3+\sqrt{3}}{4} = 1{,}183013. \end{cases}$$

Tabelle XIV. Transversalkräfte.

Q_1' +	Q_1'' −	Q_2' +	Q_2'' −	Q_3' +	Q_3'' −	Q_4' +	Q_4'' −	Q_5' +	Q_5'' −	Q_6' +	Q_6'' −	Q_7' +	Q_7'' −	Q_8' +	Q_8'' −
0,5000	0,5000														
0,5000	0,5000														
0,3750	0,6250	0,6250	0,3750												
0,4374	0,6250	0,6250	0,4374												
0,4000	0,6000	0,5000	0,5000	0,6000	0,4000										
0,4400	0,6167	0,5833	0,5833	0,6167	0,4400										
0,3928	0,6072	0,5357	0,4643	0,4643	0,5357	0,6072	0,3929								
0,4464	0,6205	0,6027	0,5714	0,5714	0,6027	0,6205	0,4464								
0,3947	0,6053	0,5263	0,4737	0,5000	0,5000	0,4737	0,5263	0,6053	0,3947						
0,4474	0,6196	0,5981	0,5765	0,5909	0,5909	0,5765	0,5981	0,6196	0,4474						
0,3942	0,6058	0,5289	0,4712	0,4904	0,5096	0,5096	0,4804	0,4712	0,4289	0,6058	0,3942				
0,4471	0,6199	0,5994	0,5760	0,5878	0,5962	0,5962	0,5878	0,5760	0,5994	0,6199	0,4471				
0,3944	0,6056	0,5281	0,4728	0,4930	0,5070	0,5000	0,5000	0,5070	0,4930	0,4728	0,5281	0,6056	0,3944		
0,4472	0,6198	0,5990	0,5757	0,5875	0,5949	0,5915	0,5915	0,5949	0,5875	0,5757	0,5990	0,6198	0,4471		
0,3946	0,6056	0,5284	0,4729	0,4923	0,5097	0,5026	0,4974	0,4974	0,5026	0,5097	0,4923	0,4729	0,5284	0,6057	0,3946
0,4473	0,6198	0,5991	0,5756	0,5872	0,5935	0,5928	0,5902	0,5902	0,5928	0,5935	0,5872	0,5756	0,5991	0,6198	0,4473
0,3952	0,6057	0,5283	0,4717	0,4924	0,5076	0,5020	0,4980	0,4995	0,5006	0,5002	0,4999	0,4999	0,5000	0,5000	0,5000
0,4472	0,6198	0,5999	0,5756	0,5872	0,5954	0,5953	0,5904	0,5812	0,5918	0,5915	0,5915	0,5915	0,5915	0,5915	0,5915

$$n = \infty \begin{cases} p = 0; \quad Q_1'' = \dfrac{9-\sqrt{3}}{12} = 0{,}605662; \quad Q_\infty = \dfrac{1}{2}, \\ g = 0; \quad Q_1'' = \dfrac{27-7\sqrt{3}}{24} = 0{,}619819; \quad Q_\infty = \dfrac{3+\sqrt{3}}{8} = 0{,}591506. \end{cases}$$

Tabelle XV. Momente.

Anzahl der Felder		M_1' −	M_1 +	M_2' −	M_2 +	M_3' −	M_3 +	M_4' −	M_4 +	M_5' −	M_5 +	M_6' −	M_6 +	M_7' −	M_7 +	M_8' −
1	p = 0	0,1250														
	g = 0	0,1250														
2	p = 0	0,0703	0,1250	0,0703												
	g = 0	0,0957	0,1250	0,0957												
3	p = 0	0,0800	0,1000	0,0250	0,1000	0,0800										
	g = 0	0,1013	0,1167	0,0750	0,1167	0,1013										
4	p = 0	0,0772	0,1072	0,0364	0,0714	0,0864	0,1072	0,0772								
	g = 0	0,0997	0,1205	0,0805	0,1072	0,0805	0,1205	0,0997								
5	p = 0	0,0779	0,1053	0,0332	0,0790	0,0461	0,0790	0,0332	0,1053	0,0779						
	g = 0	0,1001	0,1196	0,0803	0,1112	0,0855	0,1112	0,0803	0,1196	0,1001						
6	p = 0	0,0777	0,1057	0,0341	0,0769	0,0433	0,0865	0,0433	0,0769	0,0341	0,1058	0,0777				
	g = 0	0,1000	0,1199	0,0794	0,1103	0,0843	0,1154	0,0843	0,1103	0,0794	0,1199	0,1000				
7	p = 0	0,0778	0,1056	0,0338	0,0775	0,0440	0,0845	0,0405	0,0845	0,0440	0,0775	0,0338	0,1056	0,0778		
	g = 0	0,1000	0,1195	0,0793	0,1105	0,0845	0,1144	0,0828	0,1144	0,0845	0,1105	0,0793	0,1195	0,1000		
8	p = 0	0,0778	0,1057	0,0339	0,0773	0,0438	0,0851	0,0412	0,0825	0,0412	0,0851	0,0438	0,0773	0,0339	0,1057	0,0778
	g = 0	0,1000	0,1198	0,0794	0,1105	0,0844	0,1147	0,0831	0,1134	0,0831	0,1147	0,0844	0,1105	0,0794	0,1198	0,1000
∞	p = 0	0,0778	0,1057	0,0334	0,0774	0,0439	0,0849	0,0411	0,0829	0,0418	0,0835	0,0416	0,0833	0,0417	0,0833	0,0417
	g = 0	0,1000	0,1198	0,0794	0,1105	0,0844	0,1146	0,0830	0,1136	0,0834	0,1139	0,0833	0,1138	0,0833	0,1138	0,0833

$$n = \infty, \begin{cases} p = 0; \quad M_1 = \dfrac{3-\sqrt{3}}{12} = 0{,}105662; \quad M_\infty = 2\,M'_\infty = \dfrac{1}{12}, \\ g = 0; \quad M_1 = \dfrac{15-7\sqrt{3}}{24} = 0{,}119819; \quad M_\infty = \dfrac{1+\sqrt{3}}{24} = 0{,}113835, \quad M'_\infty = \dfrac{1}{12}. \end{cases}$$

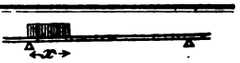
18. Umständlicher wird die Rechnung allerdings, wenn es darauf ankommt, für mehrere Querschnitte Q, M und y zu berechnen.

a. Berechnung von Q. Man berechne zunächst die dem Eigengewichte entsprechenden Transversalkräfte nach der Formel $15: Q = Q' - g\,x$. Die hierzu nöthigen Werthe von Q' sind bereits berechnet (§. 16, Tabelle XI).

So wird z. B. für das II. Feld bei $x = 0{,}4\,l: Q = Q'_2 - g\,x = \left(\frac{440}{836} - 0{,}4\right) g\,l = (0{,}5263 - 0{,}4)\,g\,l = 0{,}1263\,g\,l = 4{,}8\,\frac{p\,l}{38}$.

Sodann berechne man zunächst für sämmtliche Querschnitte, für welche man Q berechnen will, die Werthe von $\mathfrak{N}'$ und $\mathfrak{N}''$ für den Fall, daß der Zug vom betreffenden Querschnitte bis zu einem Ende reicht, nach Formel 21. In folgender Tabelle sind die berechneten Werthe zusammengestellt.

Tabelle XVI

x	$\mathfrak{N}'$	$\mathfrak{N}''$	 $\mathfrak{N}'$	$\mathfrak{N}''$
0	0,25000	0,25000	0	0
0,1	0,24097	0,24503	0,00903	0,00497
0,2	0,21760	0,23040	0,03240	0,01960
0,3	0,18497	0,20703	0,06503	0,04464
0,4	0,14760	0,17640	0,10240	0,07360
0,5	0,10938	0,14063	0,14063	0,10938
0,6	0,07360	0,10240	0,17640	0,14760
0,7	0,04464	0,06503	0,20703	0,18497
0,8	0,01960	0,03240	0,23040	0,21760
0,9	0,00497	0,00903	0,24503	0,24097
1	0	0	0,25000	0,25000
. l		. $p\,l^2$		

Sodann berechne man die beiden Normalmomente für die Enden des betreffenden Feldes für partielle Belastung desselben mit Hülfe der Normalgleichungen 30 oder nach 36, wozu die Werthe von a_1 und a_2 bereits früher zur Bestim-

mung der Normalmomente berechnet sind; bei gleich großen Feldern nach 41 bis 45. Hierauf berechne man die Normalmomente für dieselben Stützen für die gefährlichste Belastung der übrigen Felder (Fig. f und g) mit Hülfe der zu Anfange (§. 16) berechneten Tabelle der Normalmomente für einzelne belastete Felder (Tabelle I bis VII). Durch Addition der so erhaltenen Zahlen erhält man alsdann die beiden Normalmomente für die gefährlichste Belastungsweise. Q′ und Q″ bestimmt sich sodann nach 22 und Q für sämmtliche Querschnitte des fraglichen Feldes nach 23. Zu den so erhaltenen Werthen sind nun noch die dem Eigengewichte entsprechenden Transversalkräfte hinzuzufügen.

Im II. Felde wird z. B. für $x = 0{,}4\,l$, wenn der Zug von $x = 0{,}4\,l$ bis $x = l$ reicht, nach Tabelle XVI $\mathfrak{N}' = 0{,}1476\,p\,l^2$, $\mathfrak{N}'' = 0{,}1764\,p\,l^2$, daher nach 45: $M_1 = \frac{56\,\mathfrak{N}' - 15\,\mathfrak{N}''}{209} = 1{,}0217\,\frac{p\,l^2}{38}$, $M_2 = \frac{15\,(4\,\mathfrak{N}'' - \mathfrak{N}')}{209} = 1{,}5218\,\frac{p\,l^2}{38}$. M erreicht das positive Maximum, wenn das I. und IV. Feld belastet ist; für diese Belastung ist nach Tabelle IV $M_1 = +\frac{59}{836} = +2{,}6818\,\frac{p\,l^2}{38}$, $M_2 = \frac{27}{836} = -1{,}2273\,\frac{p\,l^2}{38}$. Wenn daher das I. und IV. Feld total, das II. partiell belastet ist, so ist $M_1 = (1{,}0217 + 2{,}6818) = +3{,}7035\,\frac{p\,l^2}{38}$, $M_2 = (1{,}5218 - 1{,}2273) = +0{,}2945\,\frac{p\,l^2}{28}$. Daher ist nun:

$Q_2' = \frac{M_1 - M_2}{l} - \frac{p}{2}(l - x) = 10{,}2490\,\frac{p\,l}{38} = \text{max.}\ (+Q)$. Das negative Maximum von Q findet für die Belastung des übrigen Theiles statt; für totale Belastung ist nach dem Obigen $Q = 4{,}799\,\frac{p\,l}{38}$, daher max. $(-Q) = (4{,}799 - 10{,}249) = -5{,}450\,\frac{p\,l}{38}$. Für die Belastung durch das Eigengewicht und die zufällige Last ist nun, wenn $p = g$ ist, max. $(+Q) = (4{,}8 + 10{,}249)\,\frac{p\,l}{38} = 15{,}049\,\frac{p\,l}{38} = 7{,}524\,\frac{q\,l}{38}$, max. $(-Q) = (4{,}8 - 5{,}450)\,\frac{p\,l}{38} = -0{,}650\,\frac{p\,l}{38} = -0{,}325\,\frac{q\,l}{38}$.

b. Berechnung von M. Am besten berechnet man auch hier die Werthe von M für das Eigengewicht zuerst besonders und zwar nach Formel 16, wozu die Werthe von M_1 und Q′ bereits berechnet sind.

Für unser Beispiel ist für das II. Feld für $x = 0{,}4\,l$ nach Tab. X $M_1 = \frac{88}{836} = 4\,\frac{g\,l^2}{38}$, $M_2 = \frac{66}{836} = 3\,.\,\frac{g\,l^2}{38}$, $Q_2' = \frac{M_1 - M_2}{l} + \frac{g\,l}{2} = \frac{g\,l}{38} + \frac{g\,l}{2} = 20\,.\,\frac{g\,l}{38}$, daher $M = M_1 - Q\,x + \frac{1}{2}\,g\,x^2 = (4 - 20.0{,}4 + 19\,.\,0{,}4^2)\,\frac{g\,l^2}{38} = -0{,}96\,\frac{g\,l^2}{38}$.

Sodann berechne man die Maxima von M für die zufällige Last, wozu man zunächst die gefährlichste Lage des Zuges im fraglichen Felde mit Hülfe der Gleichungen 68 und 70 zu ermitteln hat.

Für unser Beispiel ergiebt sich, daß im I. Felde von $x = 0$ bis $x = 0{,}789\,l$ M das positive Maximum erreicht, wenn das Feld gar nicht, das negative Maximum, wenn das Feld total belastet ist; von $x = 0{,}789\,l$ bis $x = l$ erreicht M das positive oder negative Maximum, wenn der Zug von

$$73.\quad \xi = \sqrt{\frac{265\,x - 209\,l}{56\,x}}$$

bis zum linken oder rechten Ende reicht. Im II. Felde ist von $x = 0$ bis $x = 0{,}2\,l$ die Lage des Zuges durch die Gleichung

$$74.\quad (71\,l - 146\,x)\,\xi^2 - (97\,l - 67\,x)\,l\,\xi + 209\,l^2\,x = 0$$

und von $x = 0{,}789\,l$ bis $x = l$ durch die Gleichung

$$74a.\quad (71\,l - 146\,x)\,\xi^2 - (168\,l - 213\,x)\,l\,\xi - (112\,l - 142\,x)\,l^2 = 0$$

bestimmt. Im III. Felde endlich ist die Lage des Zuges von $x = 0$ bis $x = 0{,}211\,l$ durch die Gleichung

$$75.\quad 76\,(l - 2\,x)\,\xi^2 - 4\,(26\,l - 19\,x)\,l\,\xi + 209\,l^2\,x = 0$$

bestimmt. Im mittleren Theile der Felder hat M das positive Maximum, wenn das Feld gar nicht, das negative Maximum, wenn das Feld total belastet ist.

Hat man in dieser Weise die gefährlichste Lage des Zuges im fraglichen Felde ermittelt, so berechnet man, wie bei der Berechnung von Q für diese Lage des Zuges und sodann für die gefährlichste Belastung der übrigen Felder die Normalmomente, alsdann nach 22 Q′, worauf man nach 24 M berechnen kann.

So z. B. erreicht im II. Felde für $x = 0{,}9\,l$ M das negative Maximum, wenn der Zug von $\xi = 0{,}744\,l$ bis $\xi = l$ reicht und wenn außerdem das I. und IV. Feld belastet ist. Nach 21 wird $\mathfrak{N}' = 0{,}0317\,p\,l^2$, $\mathfrak{N}'' = 0{,}0498\,p\,l^2$ und nach 45 für die partielle Belastung des II. Feldes $M_1 = 0{,}1868\,\frac{p\,l^2}{38}$, $M_2 = 0{,}4572\,\frac{p\,l^2}{38}$. Für die Belastung des I. und IV. Feldes wird nach Tabelle IV $M_1 = +\frac{59}{836} = +2{,}6818\,\frac{p\,l^2}{38}$, $M_2 = -\frac{27}{836} = -1{,}2273\,\frac{p\,l^2}{38}$. Durch Addition ergiebt sich für die totale Belastung des I. und IV. und die partielle Belastung des II. Feldes $M_1 = +2{,}8686\,\frac{p\,l^2}{38}$, $M_2 = -0{,}7701\,\frac{p\,l^2}{38}$. Nun ist nach 22: $Q' = \frac{M_1 - M_2}{l} + \frac{9\,\xi_1^2}{2\,l} = 4{,}8839\,\frac{p\,l}{38}$, daher nach 24: $M = M_1 - Q'\,x + \frac{1}{2}\,9\,(x - \xi)^2 = -1{,}0645\,\frac{p\,l^2}{38}$.

Man hat nur nöthig, entweder die positiven oder die negativen Maxima wirklich zu berechnen, denn man erhält die negativen Maxima, wenn man die positiven von den Momenten für totale Belastung subtrahirt und umgekehrt.

Für vorstehendes Beispiel ist für $x = 0{,}9\,l$ bei totaler Belastung $M = +1{,}89\,\frac{p\,l^2}{38}$, das negative Maximum nach der vorigen Berechnung $-1{,}0645\,\frac{p\,l^2}{38}$, daher ist das positive Maximum $(1{,}89 + 1{,}0645)\,\frac{p\,l^2}{38} = +2{,}4545\,\frac{p\,l^2}{38}$.

Für den mittleren Theil eines jeden Feldes ist die Berechnung einfacher, da man beim positiven Maximum von M gar keine Belastung (Fig. l), beim negativen Maximum totale Belastung (Fig. k) des fraglichen Feldes vorauszusetzen hat.

Für das II. Feld erreicht M z. B. das positive Maximum bei Belastung des I., III. u. V. Feldes. Für diese Belastung ist nach Tab. IV $M_1 = \frac{44}{836} = 2\,\frac{p\,l^2}{38}$, $M_2 = \frac{33}{836} = 1{,}5\,\frac{p\,l^2}{38}$, $Q' = \frac{M_1 - M_2}{l} = 0{,}5\,\frac{p\,l^2}{38}$,

daher $M = M_1 - Q\,x = (2 - 0{,}5\,x)\frac{p\,l^2}{38}$, also z. B. für $x = 0{,}4\,l$: $M = +1{,}8\,\frac{p\,l^2}{38}$. Für totale Belastung ist nach obiger Berechnung $M = -0{,}96\,\frac{p\,l^2}{38}$, daher ist das neg. Max. von $M = (-0{,}96 - 1{,}8) = -2{,}76\,\frac{p\,l^2}{38}$. Für die Belastung durch das Eigengewicht und die zufällige Last wird nun, wenn $p = g$ ist, für $x = 0{,}4\,l$ max. $(+M) = (-0{,}96 + 1{,}8) = +0{,}84\,\frac{p\,l^2}{38} = 0{,}42\,\frac{g\,l^2}{38}$, max. $(-M) = (-0{,}96 - 2{,}76) = -3{,}72\,\frac{p\,l^2}{38} = -1{,}86\,\frac{q\,l^2}{38}$.

c. Berechnung von y. Hierzu dient die Formel 19 mit Berücksichtigung der in §. 15 näher bezeichneten Belastungsweise (Fig. k). Das Maximum erreicht y für ein x, welches durch die cubische Gleichung

$$76.\quad x^3 - \frac{3}{4}\left(\frac{M_1 - M_2}{q\,l} + 2\,l\right)x^2 - \frac{3}{2}\,\frac{M_1}{q}\,x + \left(\frac{2\,M_1 + M_2}{q} - l^2\right)l = 0$$

bestimmt ist. Hat man aber das y für eine fortlaufende Reihe von x berechnet, so kann man auch das Maximum von y, sowie das zugehörige x durch eine Interpolation in der in der Anmerkung*) angegebenen Weise berechnen.

Das erste Glied von y ist von M_1 und M_2 unabhängig und bedeutet die Abweichung eines an beiden Enden aufliegenden Trägers. Zur Erleichterung der Berechnung kann folgende Tabelle dienen.

Tabelle XVII.

x	I. Glied	$x(l-x)$	$x^2(l-x)$
0	0	0	0
0,1	4,087	0,09	0,009
0,2	7,733	0,16	0,032
0,3	10,587	0,21	0,063
0,4	12,400	0,24	0,096
0,5	13,021	0,25	0,125
0,6	12,400	0,24	0,144
0,7	10,587	0,21	0,147
0,8	7,733	0,16	0,128
0,9	4,087	0,09	0,081
1	0	0	0
$\cdot l$	$\cdot \frac{q\,l^4}{1000\,E\,W}$	$\cdot l^2$	$\cdot l^3$

*) y_1, y_2, y_3 seien die zu den Abscissen x_1, x_2, x_3 gehörigen Ordinaten und es sei $x_2 - x_1 = x_3 - x_2 = e$ und $y_2 > y_1$, $y_2 > y_3$. Alsdann wird y zu einem Maximum für

$$x = x_2 + \frac{e}{2}\cdot\frac{y_1 - y_3}{y_1 - 2\,y_2 + y_3},$$

und das Maximum selbst ist

$$\max.\ y = y_2 - \frac{1}{8}\,\frac{(y_1 - y_3)^2}{y_1 - 2\,y_2 + y_3}.$$

Hierbei ist die Curve zwischen y_1 und y_3 als eine Parabel angenommen, deren Axe der Axe der y parallel ist.

So ist z. B. im I. Felde für die Belastung durch das Eigengewicht für $x = 0{,}3\,l$, $0{,}4\,l$ und $0{,}5\,l$: $y = 5{,}798$; $6{,}505$; $6{,}442\,\frac{p\,l^4}{1000\,E\,W}$ und $e = 0{,}1\,l$, daher $x = (0{,}4 + 0{,}042)\,l = 0{,}442\,l$, max. $y = (6{,}505 + 0{,}067)\,\frac{p\,l^4}{1000\,E\,W} = 6{,}572\,\frac{p\,l^4}{1000\,E\,W}$.

19. Für einen Träger mit 5 gleich großen Feldern sind die Resultate der Rechnung in der nebenstehenden Tabelle zusammengestellt. Die römischen Ziffern bezeichnen die belasteten Felder; partiell belastete Felder sind in Paren-

	x	max. Q				
		p = g	g = 0		p = g	
			+	−	+	
I. Feld.			(I), III, V	(I), II, IV	(I), III, V	(I)
	0	+ 15,0	17,00	2,00	16,00	
	0,1	+ 11,2	13,44	2,24	12,32	
	0,2	+ 7,4	10,36	2,96	8,88	
	0,3	+ 3,6	7,75	4,16	5,67	
	0,4	− 0,2	5,59	5,79	2,70	
	0,5	− 4,0	3,86	7,86	—	
	0,6	− 7,8	2,54	10,34	—	
	0,7	− 11,6	1,58	13,19	—	
	0,8	− 15,4	0,98	16,37	—	
	0,9	− 19,2	0,65	19,84	—	
	1	− 23,0	0,55	23,55	—	
II. Feld.			I, (II), IV	(II), III, V	I, (II), IV	(I
	0	+ 20,0	22,73	2,73	21,87	
	0,1	+ 16,2	19,07	2,87	17,63	
	0,2	+ 12,4	15,74	3,34	14,07	
	0,3	+ 8,6	12,78	4,21	10,69	
	0,4	+ 4,8	10,25	5,45	7,52	
	0,5	+ 1,0	8,15	7,15	4,58	
	0,6	− 2,8	6,50	9,30	1,85	
	0,7	− 6,6	5,31	11,89	—	
	0,8	− 10,4	4,48	14,88	—	
	0,9	− 14,2	4,04	18,24	—	
	1	− 18,0	3,91	21,91	—	
III. Feld.			II, (III), V	I, (III), IV	II, (III), V	I,
	0	+ 19,0	22,45	3,45	20,72	
	0,1	+ 15,2	18,79	3,59	16,99	
	0,2	+ 11,4	15,42	4,04	13,41	
	0,3	+ 7,6	12,46	4,88	10,03	
	0,4	+ 3,8	9,82	6,09	6,81	
	0,5	0	7,77	7,77	3,89	
	$\cdot l$			$\cdot \frac{q\,l}{38}$		

these gesetzt. In Fig. 7 sind die Transversalkräfte, in Fig. 8 die Momente und in Fig. 9 die elastischen Curven dargestellt. Die schwachen Linien bedeuten die Werthe für das Eigengewicht, sowie das positive und negative Maximum für zufällige Belastung. Die starken Linien bedeuten dagegen die Werthe für das Eigengewicht und zufällige Belastung zugleich, wobei $p = g$ gesetzt ist, und zwar für totale Belastung aller Felder, sowie das positive und negative Maximum. (Taf. 10.)

	max. M					max. y		
	$g = 0$		$p = g$		ξ	$p = 0$	$g = 0$	$p = g$
	+	−	+	−		−	−	−
	II, IV. (I), II, IV. 0	I, III, V. (I), III, V. 0	II, IV. (I), II, IV. 0	I, III, V. (I), III, V. 0	—	0	I, III, V. 0	I, III, V. 0
,31	+ 0,200	1,510	—	1,410	—	2,353	3,220	2,786
,24	0,400	2,640	—	2,440	—	4,365	6,049	5,207
,79	0,600	3,390	—	3,090	—	5,798	8,192	6,995
,96	0,800	3,760	—	3,360	—	6,505	9,453	7,979
,75	1,000	3,750	—	3,250	—	6,442	9,731	8,087
,16	1,200	3,360	—	2,760	—	5,664	9,031	7,347
,19	1,400	2,590	0,105	1,890	—	4,324	7,455	5,890
,16	1,608 + 1,600	1,448 + 1,440	0,884	0,644	0,259	2,680	5,207	3,944
,80	2,585 + 1,800	0,695 + 0,090	2,238	—	0,765	1,087	2,587	1,837
,00	4,545 + 2,000	0,545 + 2,000	4,272	—	1,000	0	0	0
	I, (II), IV. I, III, V. (II), III, V.	(II), III, V. II, IV. I, (II), IV.	I, (II), IV. I, III, V. (II), III, V.	II, IV I, (II), IV.			II, IV.	II, IV.
,00	4,545 + 2,000	0,545 + 2,000	4,272	—	0	0	0	0
,19	2,728 + 1,950	0,533 + 0,240	2,456	—	0,290	+ 0,216	1,936	0,860
,16	1,900	1,140	1,330	0,190	1,000	− 1,154	3,943	2,049
,29	1,850	2,140	0,780	1,215	—	0,732	5,659	3,195
,36	1,800	2,760	0,420	1,860	—	1,242	6,821	4,032
,25	1,750	3,000	0,250	2,125	—	1,340	7,130	4,235
,16	1,700	2,860	0,220	2,010	—	1,453	6,926	4,190
,69	1,650	2,340	0,480	1,515	—	1,180	5,677	3,428
16	1,644 + 1,600	1,484 − 1,440	0,902	0,662	0,215	0,575	4,154	2,364
10	2,455 + 1,550	1,065 − 0,160	1,923	—	0,744	0,100	3,093	1,097
00	4,227 + 1,500	1,227 + 1,500	3,614	—	1,000	0	0	0
	II, (III), V. II, IV.	I, (III,) IV. I, III, V.	II, (III), V. II, IV.	I, (III), IV. I, III, V.			I, III, V.	I, III, V.
0	4,227 + 1,500	1,227 + 1,500	3,614	—	0	0	0	0
9	2,404 + 1,500	1,114 − 0,210	1,847	—	0,259	0,534	2,311	1,422
4	1,544 + 1,500	1,584 − 1,540	0,752	0,812	0,797	1,417	4,575	2,996
9	1,500	2,490	0,255	1,740	—	2,297	6,442	4,369
6	1,500	3,060	—	2,310	—	2,926	7,663	5,294
5	1,500	3,250	—	2,500	—	3,153	8,081	5,617
		$\cdot \frac{q\,l^2}{38}$			$\cdot 1$		$\cdot \frac{q\,l^4}{1000\,T}$	

$\frac{l_1}{l}$	$\frac{l_2}{l}$	$\frac{g}{p}$	Transversalkräfte. $Q_1' - D_0$	Q_1''	Q_2'	Q_2''	Stützendrücke D_1	
			+	+	+	+	+	
0,5	1,5	∞	− 0,0288	0,5288	0,7019	0,7981	1,2308	1,
		3	+ 0,0568	0,5491	0,7267	0,8005	1,2758	1,
		2	0,0853	0,5559	0,7350	0,8013	1,2908	1,
		1	0,1424	0,5694	0,7515	0,8029	1,3209	1,
		½	0,1995	0,5829	0,7680	0,8045	1,3509	1,
		0	0,3137	0,6100	0,8011	0,8077	1,4111	1,
0,6	1,4	∞	0,0995	0,5005	0,6539	0,7461	1,1544	1,
		3	0,1575	0,5149	0,6773	0,7504	1,1921	1,
		2	0,1768	0,5197	0,6851	0,7519	1,2048	1,
		1	0,2154	0,5293	0,7007	0,7548	1,2300	1,
		½	0,2541	0,5388	0,7163	0,7577	1,2552	1,
		0	0,3314	0,5580	0,7476	0,7635	1,3056	1,
0,7	1,3	∞	0,1968	0,5037	0,6116	0,6884	1,1153	1,
		3	0,2349	0,5136	0,6333	0,6958	1,1469	1,
		2	0,2477	0,5168	0,6405	0,6982	1,1574	1,
		1	0,2735	0,5234	0,6550	0,7032	1,1784	1,
		½	0,2992	0,5300	0,6695	0,7081	1,1995	1,
		0	0,3506	0,5432	0,6984	0,7179	1,2416	1,
0,8	1,2	∞	0,2744	0,5256	0,5756	0,6245	1,1011	1,
		3	0,3019	0,5327	0,5958	0,6360	1,1285	1,
		2	0,3110	0,5350	0,6026	0,6398	1,1368	1,
		1	0,3293	0,5398	0,6161	0,6475	1,1558	1,
		½	0,3476	0,5445	0,6296	0,6552	1,1737	1,
		0	0,3842	0,5540	0,6566	0,6706	1,2105	1,
0,9	1,1	∞	0,3377	0,5623	0,5412	0,5588	1,1038	1,
		3	0,3579	0,5671	0,5619	0,5745	1,1290	1,
		2	0,3646	0,5688	0,5688	0,5797	1,1376	1,
		1	0,3780	0,5720	0,5626	0,5903	1,1546	1,
		½	0,3914	0,5752	0,5964	0,6007	1,1716	1,
		0	0,4183	0,5817	0,6240	0,6218	1,2057	1,
1,0	1,0	∞	0,3928	0,6072	0,5357	0,4643	1,1429	0,
		3	0,4062	0,6105	0,5525	0,4910	1,1630	0,
		2	0,4107	0,6116	0,5581	0,5000	1,1697	1,
		1	0,4151	0,6138	0,5692	0,5178	1,1831	1,
		½	0,4286	0,6161	0,5804	0,5357	1,1964	1,
		0	0,4464	0,6205	0,6027	0,5714	1,2232	1,
1,1	0,9	∞	0,4415	0,6586	0,5366	0,3634	1,1952	0,
		3	0,4508	0,6608	0,5516	0,2208	1,2124	0,
		2	0,4539	0,6616	0,5577	0,4155	1,2182	0,
		1	0,4600	0,6631	0,5666	0,4416	1,2297	0,
		½	0,4662	0,6646	0,5789	0,4676	1,2412	0,
		0	0,4786	0,6676	0,5967	0,5197	1,2642	1,
1,2	0,8	∞	0,4852	0,7148	0,5583	0,2417	1,2732	0,
		3	0,4916	0,7163	0,5720	0,2979	1,2883	0,
		2	0,4938	0,7168	0,5765	0,3167	1,2933	0,
		1	0,4981	0,7178	0,5856	0,3542	1,3034	0,
		½	0,5023	0,7188	0,5947	0,3917	1,3135	0,
		0	0,5109	0,7207	0,6129	0,4667	1,3337	0,
1,3	0,7	∞	0,5252	0,7748	0,6101	0,1399	1,3849	0,
		3	0,5297	0,7757	0,6218	0,2080	1,3975	0,
		2	0,5312	0,7760	0,6256	0,2307	1,4017	0,
		1	0,5341	0,7767	0,6334	0,2761	1,4100	0,
		½	0,5371	0,7773	0,6411	0,3215	1,4184	0,
		0	0,5430	0,7785	0,6566	0,4123	1,4351	0,
1,4	0,6	∞	0,5624	0,8376	0,7068	− 0,1068	1,5444	− 0,
		3	0,5655	0,8382	0,7167	+ 0,0082	1,5549	+ 0,
		2	0,5665	0,8384	0,7200	+ 0,0465	1,5583	+ 0,
		1	0,5686	0,8387	0,7266	+ 0,0731	1,5623	+ 0,
		½	0,5706	0,8391	0,7332	+ 0,1997	1,5723	+ 0,
		0	0,5747	0,8399	0,7464	+ 0,3530	1,5862	+ 0,
1,5	0,5	∞	0,5972	0,9028	0,8750	− 0,3750	1,7778	− 0,
		3	0,6011	0,9031	0,8832	− 0,2063	1,7863	− 0,
		2	0,6023	0,9032	0,8859	− 0,1500	1,7891	− 0,
		1	0,6049	0,9034	0,8914	− 0,0375	1,7948	− 0,
		½	0,6075	0,9036	0,8969	+ 0,0750	1,8005	+ 0,
		0	0,6123	0,9040	0,9078	+ 0,3000	1,8118	+ 0,

Momente. M_1	M_2'	M_2	Entfernung des Querschnittes für M_2' von der Mittelstütze.	Max. Q $\frac{1}{2}\,q\,l$	Max. M $\frac{1}{8}\,q\,l^2$
+	−	+			
0,1394	0,1069	**0,2115**	0,798	1,596	1,692
0,1496	0,1153	**0,2127**	0,775	1,601	1,702
0,1530	0,1182	**0,2131**	0,767	1,603	1,705
0,1597	0,1243	**0,2140**	0,752	1,606	1,712
0,1665	0,1305	**0,2147**	0,737	1,609	1,718
0,1800	0,1437	**0,2163**	0,706	1,615	1,730
0,1203	0,0935	**0,1849**	0,746	1,492	1,479
0,1289	0,1020	**0,1869**	0,726	1,501	1,495
0,1318	0,1049	**0,1875**	0,720	1,504	1,500
0,1376	0,1109	**0,1888**	0,706	1,510	1,509
0,1433	0,1170	**0,1902**	0,693	1,515	1,521
0,1548	0,1298	**0,1928**	0,666	1,527	1,543
0,1076	0,0795	**0,1575**	0,688	1,377	1,260
0,1145	0,0874	**0,1607**	0,671	1,392	1,285
0,1168	0,0901	**0,1617**	0,665	1,396	1,294
0,1214	0,0957	**0,1639**	0,653	1,406	1,311
0,1260	0,1013	**0,1660**	0,642	1,416	1,328
0,1352	0,1130	**0,1703**	0,619	1,436	1,362
0,1004	0,0652	**0,1298**	0,624	1,249	1,038
0,1061	0,0749	**0,1344**	0,614	1,252	1,075
0,1080	0,0782	**0,1359**	0,610	1,280	1,087
0,1118	0,0848	**0,1390**	0,603	1,295	1,112
0,1156	0,0914	**0,1421**	0,596	1,310	1,137
0,1232	0,1048	**0,1482**	0,582	1,341	1,186
0,1011	0,0554	0,1007	0,559	**1,125**	**0,808**
0,1054	0,0644	**0,1073**	0,552	**1,149**	**0,859**
0,1069	0,0674	**0,1095**	0,550	**1,159**	**0,876**
0,1098	0,0734	**0,1139**	0,546	**1,181**	0,911
0,1127	0,0794	**0,1183**	0,541	**1,201**	0,947
0,1185	0,0916	**0,1271**	0,533	1,248	1,017
0,1072	0,0364	0,0714	0,464	1,214	0,857
0,1105	0,0474	0,0804	0,469	1,221	0,884
0,1116	0,0510	0,0833	0,470	1,223	0,893
0,1138	0,0584	0,0898	0,473	1,228	**0,911**
0,1161	0,0658	0,0952	0,476	1,232	**0,929**
0,1205	0,0805	0,1071	0,482	1,241	**0,964**
0,1194	0,0245	0,0416	0,363	1,317	0,955
0,1219	0,0357	0,0533	0,379	1,322	0,975
0,1227	0,0394	0,0572	0,385	1,323	0,982
0,1244	0,0470	0,0650	0,396	1,326	0,995
0,1260	0,0548	0,0728	0,406	1,329	1,008
0,1293	0,0707	0,0884	0,428	1,335	1,035
0,1378	0,0181	0,0171	0,242	1,430	1,102
0,1396	0,0276	0,0261	0,273	1,433	1,116
0,1401	0,0309	0,0313	0,284	1,434	1,121
0,1413	0,0382	0,0411	0,305	1,436	1,131
0,1425	0,0458	0,0513	0,326	1,437	1,140
0,1449	0,0623	0,0711	0,368	1,441	1,159
0,1622	0,0296	− 0,0199	0,140	1,550	1,297
0,1634	0,0337	− 0,0011	0,181	1,551	1,308
0,1642	0,0354	+ 0,0052	0,194	1,552	1,315
0,1647	0,0394	+ 0,0178	0,221	1,553	1,317
0,1661	0,0441	+ 0,0303	0,248	1,555	1,329
0,1671	0,0558	+ 0,0554	0,303	1,557	1,337
0,1927	—	− 0,0514	—	1,675	1,542
0,1935	—	− 0,0282	—	1,676	1,548
0,1937	0,0427	− 0,0205	0,005	1,677	1,550
0,1943	0,0423	− 0,0050	0,061	1,677	1,554
0,1948	0,0410	+ 0,0105	0,117	1,678	1,558
0,1958	0,0517	+ 0,0414	0,228	1,680	1,566
0,2292	—	− 0,0833	—	1,806	1,833
0,2296	—	− 0,0552	—	1,806	1,837
0,2298	—	− 0,0458	—	1,806	1,838
0,2301	—	− 0,0271	—	1,807	1,841
0,2304	—	− 0,0083	—	1,807	1,843
0,2310	0,0516	+ 0,0292	0,141	1,808	1,848
$\cdot\, q\, l^2$			$\cdot\, l$		

20. **Träger mit 4 symmetrischen Feldern.** Träger mit 2 und 3 Feldern sind in dieser Zeitschrift (Jahrgang 1858 und 1860) bereits ausführlich behandelt. Für einen Träger mit 4 Feldern, von denen sowohl die beiden äußeren, als die beiden inneren einander gleich sind, gestaltet sich die Sache folgendermaaßen. Es bezeichne

l_1 die Länge der äußeren Felder,
l_2 die Länge der inneren Felder,
p_1, p_2, p_3, p_4 die Belastung des resp. I., II., III. und IV. Feldes pro Längeneinheit.

Alsdann sind die Normalgleichungen

$$77.\quad \begin{cases} 2\,M_1\,(l_1+l_2)+M_2\,l_2=\frac{1}{4}\,(p_1\,l_1^3+p_2\,l_2^3), \\ M_1\,l_2+4\,M_2\,l_2+M_3\,l_2=\frac{1}{4}\,(p_2+p_3)\,l_2^3, \\ M_2\,l_2+2\,M_3\,(l_2+l_1)=\frac{1}{4}\,(p_3\,l_2^3+p_4\,l_1^3). \end{cases}$$

Am besten drückt man mit Hülfe der ersten und dritten Gleichung M_1 und M_3 durch M_2 aus, nämlich

$$78.\quad \begin{cases} M_1=\frac{p_1\,l_1^3+p_2\,l_2^3}{8\,(l_1+l_2)}-\frac{M_2\,l_2}{2(l_1+l_2)}, \\ M_3=\frac{p_4\,l_1^3+p_3\,l_2^3}{8\,(l_1+l_2)}-\frac{M_2\,l_2}{2(l_1+l_2)}. \end{cases}$$

Setzt man diese Ausdrücke in die zweite Gleichung, so erhält man M_2 und durch die eben aufgestellten Ausdrücke sodann auch M_1 und M_3.

In dieser Weise ergiebt sich:

$$79.\quad \begin{cases} M_1=\frac{p_1\,(8\,l_1+7\,l_2)\,l_1^3+p_2\,(6\,l_1+5\,l_2)\,l_2^3-p_3\,(2\,l_1+l_2)\,l_2^3+p_4\,l_1^3\,l_2}{16\,(4\,l_1+3\,l_2)\,(l_1+l_2)}, \\ M_2=\frac{(p_2+p_3)\,(2\,l_1+l_2)\,l_2^2-(p_1+p_4)\,l_1^3}{8\,(4\,l_1+3\,l_2)}, \\ M_3=\frac{p_1\,l_1^3\,l_2-p_2\,(2\,l_1+l_2)\,l_2^3+p_3\,(6\,l_1+5\,l_2)\,l_2^3+p_4\,(8\,l_1+7\,l_2)\,l_1^3}{16\,(4\,l_1+3\,l_2)\,(l_1+l_2)}. \end{cases}$$

Die Subtraction der ersten und dritten der Gleichungen 77 liefert noch die bemerkenswerthe Gleichung

$$80.\quad M_1-M_3=\frac{(p_1-p_4)\,l_1^3+(p_2-p_3)\,l_2^3}{8\,(l_1+l_2)}.$$

Für das Eigengewicht ergiebt sich einfacher, wenn man $p_1=p_2=p_3=p_4=g$ setzt,

$$81.\quad \begin{cases} M_1=M_3=g\,\frac{2\,l_1^3+l_2^3}{4\,(4\,l_1+3\,l_2)}, \\ M_2=g\,\frac{2\,l_1\,l_2^2+l_2^3-l_1^3}{8\,(4\,l_1+3\,l_2)}. \end{cases}$$

Bei einer wirklichen numerischen Berechnung thut man wohl, die Normalmomente für die Belastung jedes einzelnen Feldes zu berechnen. Ist nur resp. das erste und zweite Feld mit p belastet, so wendet man am einfachsten folgende Formeln an:

$$82.\quad \begin{cases} \text{I. } M_2=-\frac{p\,l_1^3}{8\,(4\,l_1+3\,l_2)},\ M_3=-\frac{M_2\,l_2}{2\,(l_1+l_2)},\ M_1=M_3+\frac{p\,l_1^3}{8\,(l_1+l_2)}, \\ \text{II. } M_2=+\frac{p\,(2\,l_1+l_2)\,l_2^2}{8\,(4\,l_1+3\,l_2)},\ M_3=-\frac{M_2\,l_2}{2\,(l_1+l_2)},\ M_1=M_3+\frac{p\,l_2^3}{8\,(l_1+l_2)}. \end{cases}$$

Wir wollen im Folgenden $\frac{1}{4}$ der gesammten Länge des Trägers mit l bezeichnen und $l_1=n_1\,l$, $l_2=n_2\,l$ setzen. Alsdann ist $l_1+l_2=2\,l$, $l_2=2\,l-l_1$, daher auch

$$83.\quad \begin{cases} \text{I. } M_2=-\frac{n_1^3}{8\,(6+n_1)}\,p\,l_2,\ M_3=-\frac{n_2}{4}\,M_2,\ M_1=M_3+\frac{n_1^3}{16}\,p\,l^2; \\ \text{II. } M_2=+\frac{(2+n_1)\,n_2^2}{8\,(6+n_1)}\,p\,l^2,\ M_3=-\frac{n_2}{4}\,M_2,\ M_1=M_3+\frac{n_2^3}{16}\,p\,l_2. \end{cases}$$

Die hiernach berechneten Werthe der Normalmomente für einige Verhältnisse der Spannweiten zu l sind in folgender Tabelle zusammengestellt. Die Zahlen der Tabelle sind mit $\frac{p\,l^2}{100}$ zu multipliciren.

Tabelle XX.

n_1	n_2	$\frac{l_2}{l_1}$	M_1	M_2	M_3	M_1	M_2	M_3
			+	−	+	+	+	−
0	2	∞	0	0	0	41,778	16,667	8,333
0,25	1,75	7	0,111	0,031	0,014	27,467	13,781	6,029
0,5	1,5	3	0,871	0,240	0,090	17,038	10,816	4,056
0,6	1,4	$2^1/_3$	1,494	0,410	0,144	13,775	9,642	3,375
0,7	1,3	$1^6/_7$	2,352	0,640	0,208	10,964	8,514	2,767
0,8	1,2	$1^1/_2$	3,488	0,941	0,282	8,576	7,412	2,224
0,9	1,1	$1^2/_9$	4,920	1,321	0,363	6,571	6,357	1,748
1	1	1	6,696	1,786	0,446	4,911	5,357	1,339
1,1	0,9	$^9/_{11}$	8,846	2,343	0,527	3,562	4,421	0,995
1,2	0,8	$^2/_3$	11,400	3,000	0,600	2,489	3,556	0,711
1,3	0,7	$^7/_{13}$	14,390	3,762	0,658	1,659	2,769	0,485
1,4	0,6	$^3/_7$	17,845	4,635	0,695	1,040	2,068	0,310
1,5	0,5	$^1/_3$	21,797	5,625	0,703	0,599	1,459	0,182
1,75	0,25	$^1/_7$	34,024	8,444	0,528	0,074	0,378	0,024
2	0	0	50,000	12,500	0	0	0	0
			+	−	+	−	+	+
			M_3	M_2	M_1	M_3	M_2	M_1
n_1	n_2	$\frac{l_2}{l_1}$						

Mit Hülfe dieser Tabelle ist es leicht, die Normalmomente und sodann auch die Werthe für Q, D und M zu finden, wenn beliebige Felder belastet sind. In Tabelle XIX sind die Maxima der Transversalkräfte, Stützendrücke und Momente für $n_1 = 0{,}5,\ 0{,}6 \ldots 1{,}5$ und für die Verhältnisse $\frac{g}{p} = \infty,\ 3,\ 2,\ 1,\ ^1/_2,\ 0$ zusammengestellt. In Fig. 10 sind die Transversalkräfte und Stützendrücke, in Fig. 11 die Momente für eine veränderliche Lage der 2. und 4. Stütze graphisch dargestellt. Die Werthe für $\frac{g}{p} = \infty$ oder $p = 0$ entsprechen dem Eigengewichte und die Werthe für $\frac{g}{p} = 0$ oder $g = 0$ nur der zufälligen Belastung, so daß sich aus diesen beiden Werthen durch Multiplication mit resp. $g\,l$ und $p\,l$ oder $g\,l^2$ und $p\,l^2$ und Addition der Resultate leicht die Werthe für beliebige Belastungen und Spannweiten finden lassen. Nur für die analytischen Maxima M_1' und M_2' erhält man hierdurch nur Näherungswerthe, da sich mit dem Verhältniß $\frac{g}{p}$ auch das x, für welches M zum Maximum wird, ändert. Die Entfernung des Querschnittes, für welchen M das negative Maximum im ersten Felde erreicht, von der äußeren Stütze ist $= \frac{Q_1'}{l}$, also aus der 4. Rubrik zu entnehmen. Die Entfernung des Querschnittes, für welchen M im 2. Felde das negative Maximum erreicht, von der Mittelstütze, ist in einer besonderen Rubrik angegeben. Hierzu ist noch Folgendes zu bemerken.

a. Transversalkräfte. Die Transversalkraft erreicht das Maximum entweder im zweiten Felde an der Mittelstütze oder im ersten Felde an der zweiten Stütze, ersteres, wenn $l_1 > l_2$, letzteres, wenn $l_1 < l_2$ ist. Bei veränderlichem Verhältniß der Spannweiten wird Q zum Minimum für

$\frac{g}{p} = \infty$	$n_1 = 0{,}901$
3	0,901
2	0,915
1	0,921
$^1/_2$	0,928
0	0,957.

Das Minimum selbst liegt zwischen $0{,}562\ q\,l$ und $0{,}616\ q\,l$, ist also stets größer, als bei einem einfachen Träger von der Länge l, wo max. $Q = 0{,}5\ q\,l$ ist. In der vorletzten Rubrik ist das Verhältniß vom größten Q zum größten Q bei einem einfachen Träger von der Länge l angegeben.

b. Stützendrücke. Den größten Druck erleidet entweder die Mittelstütze, oder die zweite und vierte Stütze, je nachdem $l_1 \lessgtr l_2$ ist. Wenn l_1 und l_2 wenig von einander abweichen, so sind D_1, D_2, D_3 nahe gleich groß. D_0 ist

stets kleiner, als D_1 und D_2 und kann höchstens etwa $^2/_5$ des größten Druckes werden. Bei veränderlichem n_1 erreicht der größte Druck das Minimum für dasselbe n_1, für welches Q das Minimum erreicht, und zwar liegt dasselbe zwischen 1,124 q l und 1,232 q l.

c. Momente. Das positive Moment erreicht sein Maximum entweder über der zweiten und vierten oder über der Mittelstütze. Im ersten Falle erreicht das negative Moment im zweiten, im letzteren aber im ersten Felde das Maximum, jedoch ist das negative Moment stets kleiner, als das positive, so daß entweder M_1 oder M_2 das absolute Maximum von M ist. In der letzten Rubrik ist das Verhältniß des größten M zum größten M bei einem einfachen Träger von der Länge l angegeben. Es frägt sich nun, für welches n_1 dieses Maximum von M seinen kleinsten Werth annimmt, da dieses n_1 offenbar das zweckmäßigste sein wird, wenn das Verhältniß der Spannweiten nicht durch andere Umstände gegeben ist, sondern beliebig gewählt werden kann.

In der Nähe desjenigen n_1, für welches der größte der Werthe M_1 und M_2 seinen kleinsten Werth annimmt, nimmt M_1 zu, M dagegen ab, wenn n_1 zunimmt. Der größte der Werthe M_1 und M_2 wird daher bei veränderlichem n_1 am kleinsten, wenn $M_1 = M_2$ ist; denn für ein kleineres n_1 würde M_2, für ein größeres n_1 aber M_1 größer sein. Für M_1 ist die Belastung des I., II. und IV. Feldes, für M_2 aber die Belastung des II. und III. Feldes vorauszusetzen. Stellt man mit Hülfe der Gleichungen 79 die Ausdrücke für M_1 und M_2 wirklich auf, indem man in der Formel für M_1: $p_1 = p_2 = p_4 = g + p$, $p_3 = g$ und in der Formel für M_2: $p_1 = p_4 = g$, $p_2 = p_3 = g + p$ und indem man außerdem $2\,l - l_1$ für l_2 und $l_1 = n_1 l$ setzt, so ergiebt sich durch Gleichsetzen der erhaltenen Ausdrücke folgende Gleichung vierten Grades:

84. $$16 - 8\,(10 + 8\,\varepsilon)\,n_1 + 64\,(1 + \varepsilon)\,n_1^2 + 4\,(1 + 2\,\varepsilon)\,n_1^3 - n_1^4 = 0,$$

worin zur Abkürzung $\varepsilon = \frac{g}{p}$ gesetzt ist. Durch fortgesetzte Näherung ergeben sich hieraus für n_1 folgende Werthe:

$\varepsilon = \infty$, $n_1 = 0{,}89898$
$\varepsilon = 3$, $n_1 = 0{,}90658$
$\varepsilon = 2$, $n_1 = 0{,}90946$
$\varepsilon = 1$, $n_1 = 0{,}91588$
$\varepsilon = ^1/_2$, $n_1 = 0{,}92331$
$\varepsilon = 0$, $n_1 = 0{,}94225$.

Je größer also die zufällige Last gegen das Eigengewicht ist, desto größer müssen die äußeren Felder gegen die inneren sein. Hiernach liegt der zweckmäßigste Werth von n_1 stets zwischen 0,90 und 0,94, von n_1 zwischen 1,10 und 1,06 und von $\frac{l_2}{l_1}$ zwischen 1,22 und 1,13 oder annähernd zwischen $\frac{11}{9}$ und $\frac{9}{8}$. Die inneren Felder müssen demnach etwas größer sein, als die äußeren, während bei einem Träger mit 3 Feldern umgekehrt die äußeren Felder etwas größer sein müssen, als das innere Feld. Fast ganz genau erhält man n_1 durch folgende Näherungsformel:

85. $$n_1 = \frac{0{,}94274 + 1{,}43357\,\varepsilon}{1 + 1{,}5946\,\varepsilon}.$$

Mittels der Formel 84 kann man alsdann n_1 noch genauer erhalten*), was aber kaum nöthig sein wird.

In Tabelle XXI sind für die zweckmäßigsten Verhältnisse der Spannweiten die Maxima von Q, D und M zusammengestellt. Die größte Transversalkraft liegt zwischen 0,56 q l und 0,61 q l, der größte Stützendruck zwischen 1,11 und 1,21 q l und das größte Moment zwischen 0,101 und 0,119 $q\,l^2$, während für einen einfachen Träger von der

*) Ist x_1 ein Näherungswerth für die Wurzel der Gleichung

$$a - b\,x + c\,x^2 + d\,x^3 - x^4 = 0,$$

so erhält man einen noch genaueren Werth durch die Formel

$$x = \frac{-a + c\,x_1^2 + 2\,d\,x_1^3 - 3\,x_1^4}{-b + 2\,c\,x_1 + 3\,d\,x_1^2 - 4\,x_1^3}.$$

Tabelle XXI.

$\frac{p}{g}$	l_1	l_2	$\frac{l_2}{l_1}$	Transversalkräfte $Q_1' = D_0$ I, IV	Q_1'' I, II, IV.	Q_2' I, II, IV.	Q_2'' II, III.	Stützendrücke D_1 I, II, IV.	D_2 II, III.	Momente M_1' I, III. −	M_1 I, II, IV. +	M_2' II, IV. −	M_2 II, III. +	Entfernung des Querschnittes von der Mittelstütze	Max. Q $^1/_2\,q\,l$	Max. $^1/_8\,q$
∞	0,8990	1,1010	1,2225	0,3360	**0,5619**	0,5505	0,5505	1,1124	1,1010	0,05655	**0,10102**	0,05051	**0,10102**	0,5505	1,124	0,8
3	0,9066	1,0934	1,2206	0,3604	**0,5697**	0,5673	0,5630	1,1369	1,1260	0,06493	**0,10556**	0,05974	**0,10556**	0,5407	1,139	0,84
2	0,9095	1,0905	1,2199	0,3681	0,5725	**0,5727**	0,5671	1,1452	1,1343	0,06775	**0,10706**	0,06279	**0,10706**	0,5375	1,145	0,85
1	0,9159	1,0841	1,2184	0,3834	0,5780	**0,5835**	0,5754	1,1616	1,1508	0,07348	**0,11000**	**0,06888**	**0,11000**	0,5310	1,167	0,88
$^1/_2$	0,9233	1,0767	1,2166	0,3985	0,5839	**0,5939**	0,5837	1,1778	1,1675	0,07939	**0,11289**	0,07493	**0,11289**	0,5245	1,188	0,90
0	0,9423	1,0578	1,2123	0,4280	0,5969	**0,6134**	0,6007	1,2103	1,2013	0,09161	**0,11855**	0,08676	**0,11855**	0,5118	1,227	0,94
	. l	. l				. q l			. q l			. $q\,l^2$		. l		

Länge l max. $Q = D = 0{,}5\ q\,l$, max. $M = 0{,}125\ q\,l^2$ ist. Die Tragkraft ist daher nur 14,3 bis 3,6 Proc. größer, als die eines einfachen Trägers von gleicher Länge. Die Transversalkräfte dagegen sind 12,4 bis 22,7 Proc. größer, als bei einem einfachen Träger von gleicher Länge. Der Gewinn durch die Continuität des Trägers kann also nur sehr gering sein. Auch wird dadurch, daß die Stützen unmöglich genau in ihrer horizontalen Lage zu erhalten sind und eine nur geringe Aenderung in der Höhenlage der Stützen die Momente bedeutend ändert, ein Theil des Gewinnes oder wohl gar der ganze Gewinn wieder verloren gehen. Es erscheint daher zweckmäßig, statt des continuirlichen Trägers lieber vier einfache Träger von gleicher Länge anzuwenden. Man vergleiche die interessante Abhandlung: „Beitrag zur Theorie der Holz- und Eisenconstructionen von Mohr" in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereines für das Königreich Hannover, 1860.

In einer anderen Abhandlung werde ich den Einfluß der Senkung der Stützen, sowie die continuirlichen Träger mit mehr als vier ungleichen Feldern untersuchen.

Die Thomas'sche Rechenmaschine.*)

Von

Prof. F. Reuleaux in Zürich.

(Hierzu Tafel 11.)

Das Maschinenwesen hat einen Hauptantheil an der großartigen culturhistorischen Aufgabe, die Menschheit von den rohen, beschwerlichen und namentlich den geisttödtenden Arbeiten frei zu machen; und nicht blos heute in Amerika, sondern längst im großen Ganzen müssen die Maschinen als Mittel bezeichnet werden, die Sclaverei aus der Welt zu verbannen. Ein eigenes Gefühl überkommt uns, wenn wir Letzteres heute sowohl als edles Ziel menschlichen Strebens hingestellt sehen, als auch dasselbe unwillkürlich überall zu Tage tretend finden, und damit vergleichen, was die Alten von derselben Frage hielten. Ironisch belächelt Aristoteles in seiner „Politik" (I, Cap. 2, 5) die Schwärmer, welche gegen die Sclaverei eingenommen sind. „Freilich", sagt er, „wenn jedes Werkzeug auf's Geheiß, oder gar dasselbe im voraus errathend sein Werk verrichten könnte, wie das die Statuen des Dädalos, sagt man, thaten, oder die Dreifüße des Hephästos, von denen der Dichter singt, daß sie „ganz von selbst in die Versammlung der Götter rollten" — wenn so auch die Weberschiffe selbst webten und die Citherschlägel die Cither schlügen, dann freilich brauchten die Baumeister weder Handlanger, noch die Herren Sclaven." Solchem gegenüber muß eine Zeit hochbedeutend erscheinen, in welcher das zu erfüllen begonnen worden ist, was die Weisesten der Weisen ehemals für völlig unmöglich und märchenhaft hielten. Nun, unter die Sclavenarbeiten, kaum besser als die „Handlangerei" beim Baumeister des Aristoteles, gehört die geistige Handlangerei großer Zahlenrechnungen, wie sie der Maschinen-, Bau-, Berg- und Militäringenieur, der Physiker, der Astronom und der Zahlenmathematiker oder Arithmetiker, der Steuer- und Finanzbeamte u. a. m. viele Stunden, Tage, Wochen, Monate lang auszuführen haben. Fast keine geistige Erschlaffung ist größer als diejenige nach tagelang fortgesetzter Beschäftigung mit dem Abstraktum der Zahlen, namentlich in höheren Rechnungsarten, und bekannt ist es, daß es bis jetzt nicht menschenmöglich gewesen ist, Logarithmentafeln fehlerfrei zu rechnen, indem der menschliche Geist sich entschieden zu sträuben scheint, in die unbeugsame Maschinenmäßigkeit einzutreten, welche dafür gefordert wird. Es muß deshalb eine Erfindung mit Freuden begrüßt werden, welche die Sclaverei des Rechnens zu brechen gekommen ist, und es ist eine solche, auf welche ich hier die sonderbarer Weise noch nicht darauf geführte Aufmerksamkeit der deutschen Rechner lenken möchte.

*) Vielleicht ist es nöthig, hinzuzufügen: „nicht Rechnenmaschine"; denn es scheint fast, als wolle es diesem widrigen Sprachfehler, der auch in „Zeichnenpapier" ꝛc. vorkommt, und durch Büchertitel, Zeitungsanzeigen, Schulprogramme und Bücher geschützt wird, gelingen, sich zum Nachtheil des Sprachgefühls einzuschwärzen. Wer für „Rechnenbuch", „Zeichnenzimmer" auftreten will, muß auch „Schwimmenschule", „Fechtenboden", „essenbar" sagen. Verwechslung ist nicht zu fürchten, und würde auch den Fehler nie entschuldigen, welchen zu vermeiden man in der Schweiz die nicht nur steifen, sondern auch unrichtigen Formen: „Zeichnungspapier", „Rechnungsstunde" eingeführt hat. Nach Abwerfung der Infinitiv-Endung bleibt vom ursprünglichen Zeitwort „rechenen" der zum Zusammensetzen geeignete Stamm übrig, worüber jedes gute linguistische Werk belehrt.

Rechenmaschinen hat man schon früher zu machen versucht, indem die regelmäßige Wiederkehr gleicher Vorgänge dazu auffordern mußte. Ja von dem Rechnen mit „Steinchen" bei Griechen (ψῆφος, ψηφίζω) und Römern (calculos ponere, calculare) bis heute weist die Geschichte der Zahlen eine ununterbrochene Reihe von Versuchen auf, die Gesetzmäßigkeit der Zahlen zu benutzen, um sie mechanisch hervorzubringen. Vieles davon ist verloren gegangen, die Logarithmen wurden beim Suchen nach dem Rechen-Instrument gefunden. In Pascal's berühmt gewordener, aber nicht praktischer Rechenmaschine finden sich die ersten Anfänge zu dem heute mit Glück verfolgten Wege. Nach ihm versuchte sich auch Leibnitz ohne eigentlichen Erfolg an der Aufgabe. Von da ab folgen sich rasch und rascher die fast immer scheiternden oder aufgegebenen Versuche, deren gesammter Geldaufwand sich nach Millionen berechnet. 1821 begann Babbage seine 1833 fertig gewordene Rechenmaschine, welche 425000 Franken kostete, die aber dennoch als nicht praktisch befunden von ihm nicht weiter ausgebildet wurde. Doch war sie im Grunde das Vorbild der endlich mit Erfolg ausgeführten Scheutz'schen oder schwedischen Rechenmaschine, welche im abgelaufenen Jahrzehend fertig wurde (auch in Dingler's Journal beschrieben ist).

Diese Maschine, obgleich gänzlich verschieden in Zweck und Mitteln von der unten zu besprechenden, verdient hier eines kleinen Verweilens, da sie weder im Allgemeinen genug gewürdigt, noch auch ihrem Zweck und Erfolg nach genug bekannt scheint. Die Maschine von Babbage und danach die Scheutz'sche hat nicht den Zweck, beliebige Rechnungen zu vollbringen, sondern dient einzig und allein zur Herstellung von Tabellen, in welchen gesuchte Werthe von Formeln für eine geordnete Anzahl von Werthen der gegebenen Größen zusammengestellt sind, und beruht darauf, daß bei solchen Zahlenfolgen sich durch fortgesetztes Bilden der Unterschiede aufeinanderfolgender Werthe schließlich Zahlenreihen von lauter gleichen Gliedern ergeben. So z. B. finden sich, wenn man die Folge der Quadrate der natürlichen Zahlenreihe in der genannten Weise behandelt, die nachstehenden Zahlen:

0 1 4 9 16 25 36 49 ....
1 3 5 7 9 11 13 ....
2 2 2 2 2 2 ....

Also schon die dritte Differenzenfolge besteht aus gleichen Gliedern. Addirt man nun das erste Glied der zweiten Reihe zu einem der dritten, so erhält man das zweite Glied der zweiten Reihe, durch fernere Addition der constanten Differenz das dritte u. s. f. Verfährt man darauf von der zweiten zur ersten Reihe ähnlich, so ergiebt sich — die letzte Differenzenreihe von constanten Gliedern, und die ersten Glieder der übrigen Reihen als bekannt vorausgesetzt — die ganze unendliche Folge der Quadrate der natürlichen Zahlenreihe durch fortgesetzte Addition, welche maschinell nahe liegt. Auf diese Grundlage hin, welcher es zu statten kommt, daß sehr viele Zahlenfolgen, u. a. auch die Logarithmen nicht viele Differenzreihen bis zu derjenigen von gleichen Gliedern (welcher Differenzen = 0 entsprechen) besitzen, gründete Babbage seine Maschine. Scheutz (Vater und Sohn) nahmen dieselbe auf, wandten darauf ihren ganzen Fleiß und zudem ihr Vermögen und kamen schließlich unter der endlich erlangten Beihülfe des Staates zu einem vortrefflichen Ergebniß.*) Scheutz ging davon aus, daß

1) die Berechnung logarithmischer und astronomischer Tafeln die Maschine wichtig mache, und daß

2) mit dem bloßen richtig rechnen nicht genug geschehen sei, indem der Druck solcher Tafeln durch das Setzen immer wieder Fehler bekomme.

Die Scheutz'sche Maschine wurde deshalb darauf eingerichtet, daß sie Tabellen obiger Art zu rechnen und zu stereotypiren und zwar mit allen übrigen Druckerforderniſſen, als Seitenzahl, Strichen ꝛc., zu versehen im Stande ist. Dies alles ist den braven ausdauernden Erfindern — darf man gewiß sagen — nach jahrelangen Mühen gelungen, und zwar vollkommen gelungen. Die Scheutz'sche Maschine war, obwohl wenig gesehen, eine der glänzendsten Zierden der letzten Pariser Ausstellung. Eine auf ihr gerechnete und stereotypirte vollkommen fehlerfreie Logarithmentafel ist von den Beschützern der bescheidenen Nordländer an viele Orte hingesandt worden, ein Exemplar u. a. auch auch an die Züricher naturforschende Gesellschaft. Schließlich wurde die Maschine von dem Smithonian Institute angekauft, um von Amerika aus die Verbreitung ganz wohlfeiler Zahlentafeln irgend welcher Art, vor allem Logarithmentafeln, zu bewirken.

Ungefähr gleichzeitig mit der vortrefflichen, freilich sehr verwickelten und theueren Scheutz'schen Rechenmaschine, welche, wie gesagt, nur für besondere Zwecke, nicht aber für das Ausführen einzelner gewöhnlicher Rechnungen bestimmt ist, hat sich in Frankreich die Maschine des Elsässers Thomas ausgebildet; sie wurde 1820**) patentirt, hat sich, von einem zweckmäßigen Grundgedanken ausgehend, 30 Jahre hindurch neben sehr zahlreichen Concurrenzmaschinen, die alle nach und nach unterlegen sind, behauptet, und ist schließlich zu einer Vollkommenheit gebracht worden, welche ihr einen Platz unter den mathematischen Instrumenten der höchsten Gattung erworben hat, ja welche sie binnen kurzem zu einem für den ausführenden Mathematiker ganz unentbehrlichen Hilfsmittel machen wird.

*) Von diesem erwähnt Régnier in seiner „Histoire des nombres" auffallender Weise Nichts oder nur Negatives.

**) Siehe: Bulletin de la soc. d'encouragement, p. 455, pl. 232.

Sie ist eine Maschine, mit welcher man, um es mit einem schlichten Wort zu sagen, die 4 Species ausführen, aber ungemein rasch ausführen kann, und diese schlichte Kunst ist von einem solchen Vortheil, von einer solchen Bedeutung für das numerische Zahlenwesen, wie wohl bisher noch wenige in dieses Gebiet fallende praktische Erfindungen gewesen sind. In Frankreich hat sich der „Arithmometer" schon ziemlich stark verbreitet; merkwürdiger Weise kennt ihn bis jetzt Deutschland kaum dem Namen nach. An der hiesigen polytechnischen Schule (welche zwei Exemplare anschaffte) arbeiten wir seit $1\frac{1}{2}$ Jahren fortwährend damit, und hoffentlich wird der vorliegende Aufsatz dazu beitragen, das fast unschätzbare Instrument auch in Deutschland nach allen Seiten hin zur Aufnahme zu bringen.

Nach diesen vorbereitenden Worten darf ich dazu übergehen, die Maschine zu erklären und zu beschreiben.

I. Theoretische Grundlage des Arithmometers.*)

Die einfache Operation des Zählens oder Addirens von Einheiten wird im Maschinenwesen bei den Zählwerken angewandt, mit welchen die Hübe von Dampfmaschinen, die Umdrehungen von Wellen u. s. w. gezählt werden. Von einem solchen Zählwerk, und zwar einem möglichst einfachen, will ich ausgehen, um dem Leser die Rechenmaschine verständlich zu machen. Ich wähle hierzu ein Desbordes'sches Zählwerk von zwei Elementen (Fig. 1).

Von diesen letzteren besteht jedes in einem zehnzähnigen Schaltrad, und zwar stehen die Zähne der benachbarten Schalträder immer entgegengesetzt. Jedem Schaltzahn entspricht eines der zehn Zahlzeichen, die auf einer mit dem Rad verbundenen Scheibe aufgetragen sind, und auf dem Zifferblatt des Instrumentes durch runde (hier punktirte) Oeffnungen einzeln sichtbar werden. In das Einerrad A greift die Schaltklinke C D ein, welche bei Auf- und Abbewegung des Hebels E F das Rad jedesmal um eine Zehnteldrehung weiter schaltet, also nach jeder ganzen Schwingung des Hebels eine neue Ziffer am Schauloch erscheinen läßt. Stand an diesem anfänglich die Null, so erscheint nach der neunten Schwingung die 9, nach der zehnten aber wieder die Null. Für eine richtige Angabe der Hubzahl sollte nun am Schauloch des Zahnrades B eine 1 erscheinen, um anzugeben, daß 10 Einheiten gezählt wurden. Dies wird bewirkt durch den Zahn G, welcher mit dem Einerrade fest verbunden ist. Derselbe kommt nämlich, wenn die 9 oben anlangt, in die hier punktirte Stellung, das Zehnerrad eben angreifend, und schiebt dieses um eine Zehntel-Drehung weiter, sobald A von 9 nach 0 fortschreitet. Stand B vorher auf 0, so erscheint nun eine 1, und es geben nun die in den beiden Schaulöchern sichtbaren Ziffern in unserer gewöhnlichen Schreibweise 10 an, daß 10 Schübe des Hebels erfolgt sind. Nach weiteren 9 Umdrehungen zeigt das Zifferblatt die Zahl 19, G ist aber wieder in die punktirte Stellung gelangt, und bringt bei dem nächsten Schub bei B die 2 zum Vorschein, während A auf 0 geht, und das Zifferblatt also die Zahl 20 zeigt. So wird man fortzählen können bis 99; der nächstfolgende Schub liefert 00. Es ist aber klar, daß bei Hinzufügung eines dritten Elementes bis 100 und darüber bis 999 gezählt werden könnte, wenn nur immer die richtige Uebertragung der Zehner erfolgt. Denkt man sich noch Sicherheitsvorrichtungen hinzu, welche die Räder stets sicher in ihren Stellungen erhalten, wenn gezählt ist, so sieht man ein, daß mit einem solchen Zählwerk entsprechend unserer im Decimalsystem gebräuchlichen Form beliebig hoch gezählt werden kann, wenn man nur die genügende Zahl von Elementen aneinanderreiht. Zu demselben Ergebniß führen andere gute Zählwerke; nebenbei gesagt, ist die Zehnerübertragung bei allen der wichtigste und meistens schwierigste Punkt.

Mit der Herstellung eines solchen Decimalzählwerkes ist aber schon ein bedeutender Schritt zur Rechenmaschine gemacht; denn wir brauchen dasselbe nur zu erweitern, um schon eine Addirmaschine zu erhalten. Ja zum Addiren könnte der Zähler schon so, wie er ist, dienen; denn man brauchte, wenn zu einer gegebenen, in den Schaulöchern sichtbaren und einstellbaren Zahl eine andere addirt werden sollte, ja blos den Zählhebel so oft auf- und niederzuschieben, als der neue Summand Einheiten hat. Doch wäre dies natürlich von einer unpraktischen Umständlichkeit. Um sie zu vermindern, wird man zunächst daran denken müssen, für jedes Spiel das Schalten von nicht nur einem, sondern von mehr Zähnen im Einerrad möglich zu machen, eine Verdoppelung des Hebelhubes würde schon die Addition von je 2 Einheiten für jede Schwingung möglich machen, und unter Einschaltung passender Mechanismen wird es auch unschwer erreichbar sein, nach Belieben 1 oder 0 bis 9 Einheiten bei jedem Spiel zu addiren. Ein so vorgerichtetes Schaltgetriebe kann man ein Decimalschaltgetriebe nennen. Mit seiner Hinzufügung ist, wie man ein-

*) Nach einem von mir in der naturf. Ges. in Zürich im November 1860 gehaltenen Vortrage. (S. Vierteljahrsschrift der Ges.)

sieht, vieles gewonnen. Fragt man sich aber, wie es zu machen sei, daß bei einem Schub 10 Einheiten zugefügt werden, so kann dies sofort auf zwei Arten erreicht werden. Entweder gebe ich dem Einerrad für einen Hebelschuß eine ganze volle Umdrehung, so wird z. B. von 0 aus sofort bei A wieder die 0, bei B aber vermöge der Zehnerübertragung die 1, also zusammengelesen 10 erscheinen — oder ich kann ja auch die 0 in A stehen lassen, und schiebe nur B um ein Zehntel, d. i. um einen Zahn. Dann ist mit einer einfacheren Bewegung des Mechanismus dasselbe erreicht, was vorhin durch eine weit verwickeltere erzielt wurde. Träfe man nun auch am Zehnerrad die Einrichtung von vorhin, bei welcher man es in der Hand hätte, nach Wunsch 0 bis 9 Einheiten in den Zehnern zu addiren, so könnte man damit 10, 20, 30, 40 u. s. w. Einheiten zur gegebenen Zahl auf einfache Weise addiren. Noch mehr, lassen wir die beiden Schaltgetriebe (am Einer- und Zehnerrad) gleichzeitig (oder kurz nacheinander) wirken, so ist damit die Möglichkeit gegeben, jede Zahl unter 100 bei einem einzigen Hebelspiel zu einer in den Schaulöchern sichtbaren Zahl hinzuzufügen. Z. B. um 13 zu 24 zu fügen, so würde man zunächst das Einerrad auf 4, das Zehnerrad auf 2 stellen, sodann die beiden Schaltmechanismen so hinstellen, daß bei einer Hebelschwingung am Einerrad 3 Zähne, am Zehnerrad 1 Zahn vorgeschoben würde; alsdann würde das Vollziehen der Hebelbewegung im Einerschauloch 7, im Zehnerschauloch 3, also zusammen die Summe 37 erscheinen lassen. Ja, und wir brauchen nur der so erweiterten Maschine mehr Elemente von derselben Einrichtung zu geben, um sofort eine rasch arbeitende Addirmaschine zu erhalten, praktische und bequeme Handhabungsvorkehrungen selbstredend vorausgesetzt.

Einen Punkt aber müßten wir dabei noch etwas näher betrachten: die Zehnerübertragung. Gesetzt, auf unserer obigen kleinen Rechenmaschine, bei welcher wir uns die obige Einstellbarkeit des Schaltwerkes hinzudenken wollen, solle 11 zu 9 addirt werden. Dann ist das Einerrad auf 9, das Zehnerrad auf 0 zu bringen, beide Schaltwerke aber so zu stellen, daß eine ganze Schwingung des Schalthebels jedes der Räder um 1 Zahn vorschieben muß. Bedenkt man aber nun, daß bei der Stellung 9 im Einerrade der Zehnerschalter G gerade in Berührung mit einem Zahn des Zehnerrades steht, so wird nun, wenn man die Fortschiebungen wirken läßt, das Zehnerrad gleichzeitig durch G und durch das Schaltwerk um 1 Zahn vorangedreht. Es kommt also von der Zehnerscheibe die 1, von der Einerscheibe die 0 vor das Schauloch; das Resultat ist mithin 10 statt, wie es sein sollte, 20. Es ist also geradeso, als ob keine Zehnerübertragung stattgefunden hätte. Dieser Fehler, welcher auch bei anderen Additionen leicht eintreten kann, muß vermieden werden. Das Mittel hierzu ist nicht fernliegend. Man braucht nur das Schaltgetriebe des Zehnerrades erst dann wirksam werden zu lassen, wenn die Zehnerübertragung schon stattgefunden hat, oder stattgefunden haben könnte, oder umgekehrt: die Zählung vor der Zehnerübertragung vor sich gehen zu lassen. Dann wird in unserem obigen Beispiel zuerst am Einerrade die 0, und gleichzeitig am Zehnerrade die 1 vortreten, darauf aber erst die Schaltung am Zehnerrade anheben und dasselbe abermals um 1 Zahn weiter drehen, also die 2 vor das Schauloch bringen, und das richtige Resultat 20 zum Vorschein kommen lassen. Dieselbe nothwendige Eigenschaft des Schaltgetriebes auf die übrigen noch hinzuzufügenden Elemente ausdehnend, erhalten wir das Voreilen resp. Nacheilen aller einzelnen Schaltgetriebe vor den linksbenachbarten als nothwendige und zureichende Bedingung für das richtige Wirken unserer bis jetzt construirten Additionsmaschine. Nun aber ist dieselbe auch zu einer großen Vollkommenheit und Brauchbarkeit gediehen. Leicht ist es nun, die nöthige Elementenzahl vorausgesetzt, folgende Addition zu machen:

643701
403692
347
1098
1048838

Denn, stellen wir zunächst das Schaltwerk am Einerrade auf 1, am Zehnerrade auf 0, am 100er-Rade auf 7, am 1000er-Rade auf 3, am 10000er-Rade auf 4, am 100000er-Rade auf 6, so bringt eine ganze Schwingung des Schalthebels, im Zifferblatte vorher lauter Nullen vorausgesetzt, sofort auf diesem den ersten Summanden 643701 zum Vorschein; darauf stellen wir das Schaltwerk auf 403692, bewegen den Hebel, und erhalten auf dem Zifferblatt die Summe 1047393, darauf im Schaltwerk 347 eingestellt und den Hebel bewegt, zeigt sich die Summe 1047740 und endlich, den Summanden 1098 im Schaltwerk einstellend und den Hebel bewegend, bringt man die Hauptsumme 1048838 hervor.

Bemerkenswerth ist, daß wir die Zwischensummen eigentlich nicht zu beachten, also mit ihnen uns nicht aufzuhalten brauchen, sondern möglichst rasch auf die Hauptsumme zu kommen suchen werden.

Wenn wir bisher nur stets ganze Zahlen vorausgesetzt haben, so war das eine unnöthige Einschränkung. Unsere obigen Summanden hätten auch:

64,3701
40,3692
0,0347
0,1098

sein dürfen, die Summe war dann richtig: 104,8838; wir mußten blos die einfache Vorsicht gebrauchen, im Schaltwerk

die Stellung des Komma's zu beachten, um eine fehlerfreie Addition zu machen, genau so, wie wir es bei dem gewöhnlichen Verfahren auf dem Papier zu thun pflegen.

Vielleicht wird mancher Leser an dieser Stelle den stillen Einwurf erheben, als sei das erzielte Resultat nicht von der oben hervorgehobenen Bedeutung, indem das Einstellen des Schaltwerkes kaum oder nicht so rasch gehen könne, als das Zusammenzählen in der gewohnten Weise. Ueberhaupt zweifle ich nicht, daß mancher geübte Rechner nur mit dem kopfschüttelnden Vorurtheil, als sei doch mit solchen Mechanismen streng genommen nichts anderes auszurichten, als etwas niedliche Spielerei, mir bisher gefolgt ist. Sein Vorurtheil hoffe ich später gänzlich zu besiegen; doch will ich ihm in der That in Bezug auf obiges Addiren theilweise und bis auf den Vorbehalt der Sicherheit in der Maschinenoperation Recht geben; dennoch aber ist das, was wir oben erzielt haben, etwas ganz Bedeutendes, weil damit unsere Maschine schon zur Multiplication völlig fertig und geeignet ist.

Denn da „eine Größe mit einer anderen multipliciren" nichts anderes heißt, als sie so oft als Summand setzen, als die zweite angiebt, so braucht man nur den einen Faktor im Schaltwerk einzustellen, und darauf das Schaltgetriebe so viele Spiele machen lassen, als der andere Faktor angiebt, um darauf im Zifferblatte das Product erscheinen zu sehen. Stellt man z. B. in unserem obigen Rechenmechanismus das Schaltwerk auf 18 ein und läßt es 5 Spiele machen, so ergiebt sich oben aus $18+18+18+18+18$ das Produkt 90. Ebenso wird, wenn das Schaltwerk auf 3 gestellt ist, bei 27 Spielen das Product $27 \times 3 = 81$ hervorgehen, und man so überhaupt, eine genügende Elementenzahl in der Maschine vorausgesetzt, mittelst ihr jede beliebige Zahl mit jeder anderen vervielfachen können. Auch Decimalbrüche werden so multiplicirbar sein, im Resultat wird man dabei nur das Komma nach bekannten Regeln zu setzen haben.

Ist der Multiplicator groß, so muß man bei vorstehendem Verfahren das Schaltwerk sehr oft spielen lassen. Im gewöhnlichen praktischen Rechnen benutzen wir aus ähnlichen Gründen den einfachen Kunstgriff, mit den Zehnern, Hundertern ꝛc. gerade so zu multipliciren, wie mit den Einern, die jedesmaligen Producte nur ihrer Ordnung gemäß zur Linken zu versetzen. Ganz entsprechend aber können wir auch bei unserer Rechenmaschine verfahren. Wir multipliciren hierfür nur zuerst den Multiplicanden, welcher im Schaltwerk eingestellt ist, mit den Einern des Multiplicators, stellen darauf die Einer des Multiplicanden (im Schaltwerk) beim Zehnerrad ein, die Zehner beim Hunderterrad ein, u. s. f. und multipliciren darauf mit der Zehnerstelle des Multiplicators u. s. w., und oben wird das richtige Product erscheinen. Wiederholen wir, um dies Verfahren anzuwenden, das obige Beispiel 27×3. 1) Im Schaltwerk steht der Einerschalter auf 3: wir schalten 7 mal und es zeigt sich oben die Zahl 21. 2) Wir stellen den Einerschalter auf 0, den Zehnerschalter auf 3: schalten 2 mal, und oben erscheint in den Zehnern 3×2 mehr als dort schon stand (2), also 8 und im Ganzen 81. Arithmetisch ist dies auch sofort klar; denn wir haben mit der Verlegung der 3 in die Zehner nichts anderes gethan, als die Zahl 30 eingestellt, welche Zahl 2 mal hinaufaddirt mit den vorhandenen 21 das ganze gesuchte Product 81 ausmacht.

Die Zahl der Schaltwerkspiele verminderte sich dabei bedeutend; statt 27 hatten wir nur $7+2=9$ Spiele zu machen; im Allgemeinen wird die Zahl der Spiele nicht größer als die Quersumme des Multiplicators zu sein brauchen. Das Verlegen des Multiplicands im Schaltwerk ist also äußerst werthvoll. Ist die Zahl der Ziffern, welche verlegt werden sollen, groß, so wird das fortwährend wechselnde Einstellen mühsam sein; ungemein einfach dagegen würde es sich auch dann bewirken lassen, wenn das ganze Schaltwerk von rechts nach links und zurück von einer Zahlenscheibe zur anderen verlegt werden könnte. Dies läßt sich aber in der That unschwer einrichten, und dadurch unser Apparat abermals wesentlich verbessern; ich will ein so vorgerichtetes Schaltgetriebe ein verlegbares Schaltwerk nennen.

Immer noch beschäftigen wir uns mit dem obigen kleinen Decimalzählwerk, welches wir in Gedanken nach und nach verbessert und bereichert haben; wir sind damit so weit gelangt, eine schon sehr geschickte Additions- und Multiplicationsmaschine gemacht zu haben. Ein Schritt noch, und wir haben die entgegenstehenden Operationen, das Subtrahiren und Dividiren, auch erreicht.

Unser Zählwerk wird nämlich sofort subtrahiren statt zu addiren, wenn wir auf allen Zifferscheiben die 10 Zeichen umgekehrt ordnen, nämlich überall

statt:	0 1 2 3 4 5 6 7 8 9
die Folge:	9 8 7 6 5 4 3 2 1 0

anbringen. Dann werden, wie sofort einleuchtet, auf jeder Zahlenscheibe stets so viele Einheiten rückwärts oder abgezählt, als Zähne am Schaltrade vorgeschoben werden. Maschinell kann man jene Vertauschung dadurch erreichen, daß man die Zifferscheibe von der Schaltscheibe getrennt ausführt, und ihr deren Bewegung durch ein sogenanntes Wendegetriebe mittheilt, mittelst dessen man nach Willkür die Scheiben rechts- oder linksläufig machen, sie mit den Schalträdern oder denselben entgegen zu gehen zwingen kann. Ein solches Wendetriebwerk wollen wir an unserer obigen Maschine noch eingefügt denken.

Haben wir dann mit derselben vorhin alle Eigenthümlichkeiten der Addition richtig zur Erscheinung bringen können,

so müssen sich jetzt auch alle diejenigen der Subtraction mit ihr hervorbringen lassen, denn wir haben das Schaltgetriebe mit seiner Zehnerübertragung ganz unverändert gelassen.

In der That, stellen wir die Scheiben im Zifferblatt nach geschehener Umkehrung des Wendegetriebes z. B. auf 36, und den Einerschalter auf 1, den Zehnerschalter auf 0, und lassen darauf das Schaltwerk 1 mal spielen, so geht die Einerzahlenscheibe von 6 auf 5, beim nächsten Spiel von 5 auf 4, darauf auf 3, auf 2, auf 1 und beim sechsten Spiel auf 0. Diese steht aber an der Stelle der 9 bei der Addition, welche letztere bei Weiterschaltung um 1 Zahn den Zehnerübertrager wirken ließ. Dies geschieht also auch jetzt. Der Zehnerübertrager schiebt die Zehnerscheibe um 1 Zahn fort, es erscheint also statt der 3 bei uns die 2, während die Einerscheibe 9 zeigt, und es bleibt der richtige Rest, 29; mit anderen Worten: die Zehner werden auch jetzt richtig übertragen.

Endlich ist die Division eine wiederholte Subtraction. Für dieselbe verfährt man auf unserer obigen Rechenmaschine wieder ganz entsprechend der gewöhnlichen Uebung auf dem Papier. Daß das Resultat richtig werden muß, liegt auf der Hand.

Wir haben also endlich aus dem einfachen Zählwerk, mit welchem wir begannen, durch allmälige Erweiterung eine Rechenmaschine gemacht, mit welcher man die 4 Species rechnen kann. Nun aber ist die Thomas'sche Rechenmaschine in der That nichts anderes, als ein in dem bis hierhin besprochenen Sinne erweitertes Zählwerk; sie ist nämlich, wie ich nunmehr definirend in kurzen Worten zusammenfassen darf: ein Decimalzählwerk, welches mit einem verlegbaren Decimalschaltgetriebe und einem Wendetriebwerk für die Zifferscheiben versehen ist.

II. Form und Gebrauch des Arithmometers.

Wenn sich oben die Thomas'sche Rechenmaschine in einem kurzen Satze in Bezug auf ihre Zusammensetzung erklären ließ, und zwar so erklären, daß ein geübter Cinematiker danach den ganzen Zusammenhang der angewandten Mechanismen überschauen kann, so ist dies mehr der neueren Entwickelung der Cinematik oder Getriebelehre zuzuschreiben, als der Einfachheit in der Anlage der Maschine. Freilich würden bei Zugrundelegung einer ausgebildeten Getriebelehre ein Pascal und ein Leibnitz nicht jahrelang mit geringem Erfolge nach der Maschine gesucht haben, und würde auch der heutige Erfinder rascher damit vorgeschritten sein. Dennoch blieb auch dann noch vieles auszusinnen, zu versuchen, zu ergrübeln übrig, um das Ganze zu einem handlichen, bequemen, „nicht difficilem" Instrumente zu gestalten, wie es der „Arithmometer" in der That ist. Die Figur A auf Tafel 11 stellt einen solchen von mittlerer Elementenzahl dar, wie sie Thomas ausführen läßt. In einen 450mm langen, 160mm breiten und 70mm hohen Kasten ist der Mechanismus eingebettet, und zwar liegen unter A, A die Schaltgetriebe, bei B B die Handhaben des Wendetriebwerkes, bei C, C in dem Lineal M M die Zifferscheiben, und bei N die kleine Handkurbel zum Treiben des Schaltwerkes. E ist eine kleine Schiefertafel und gleichzeitig Deckel eines Behälters, in welchem sich u. a. einige elfenbeinerne Komma's zum Einstecken in die zwischen den Zifferscheiben sichtbaren Löcher befinden.

Die Verlegbarkeit des Schaltwerkes unter den Zifferscheiben ist dadurch erreicht, daß das Zifferlineal M M über dem Schaltwerk verlegbar gemacht ist. Hierfür hat es an der hinteren (oberen) Kante ein Gelenk, um welches man es, den Knopf P anfassend, um jene Kante drehen und vorn etwas aufheben kann; ist das geschehen, so läßt es sich links und rechts schieben und von Schaltrad zu Schaltrad legen, so jedoch, daß man die letzte Zifferscheibe links nicht weiter als bis vor das letzte offene Schaltgetriebe links bringen kann, und ebenso die letzte Zifferscheibe rechts nur bis zum letzten Schaltrad rechts. Diese Verlegungsgrenzen genügen. Leicht ist ferner einzusehen, daß nicht so viel Schalter da zu sein brauchen, als Zifferscheiben, da jeder Faktor kleiner ist als das Product. Hier sind 12 Zifferscheiben und 6 verstellbare oder offene Schaltgetriebe vorhanden; zwei unverstellbare, welche für weitgehende Zehnerübertragungen nöthig sind, liegen noch zur Linken unter der Deckplatte.

Wird das Lineal vorne frei gehoben, so lassen sich mittelst der kleinen angedeuteten Knöpfe die Zifferscheiben leicht verstellen, so daß man an jeder derselben jedes beliebige der 10 Zeichen vor das Schauloch bringen kann. Auch lassen sich dann alle gemeinschaftlich auf 0 stellen. Hierzu dient ein besonderer Auslösch-Mechanismus, den man durch Drehen des Knopfes 0 am rechten Flügel des Lineals in Thätigkeit setzt. Die Einstellung der einzelnen Schaltgetriebe erfolgt durch Verschiebung der bei A, A angegebenen Zeigerknöpfe. Die Ziffer, auf welche der Zeiger hinweist, giebt die Zahl der Zehntel einer Drehung an, um welche das jedesmal über dem betreffenden Schlitz liegende Zählrad gedreht wird, wenn das Schaltwerk ein ganzes Spiel macht, wenn nämlich die Kurbel N eine ganze Umdrehung durchläuft.

Die Kurbel N kann blos von links nach rechts aus ihrer jetzigen Anfangsstellung gedreht werden, und muß für jedes Spiel wieder ganz bis in die Anfangsstellung gebracht werden, zu deren leichter Auffindung ein Anschlagestift oder Aufhalter angebracht ist.

Alle Operationen der Maschine bestehen nun aus folgenden einzelnen Operationen:

1) Einstellung der Zifferscheiben im Lineal M;
2) Einstellung der Schaltgetriebe bei den Schlitzen A;

3) Niederdrücken eines der beiden Knöpfe B, B, was die erfolgende Addition oder Subtraction vorbereitet,
4) Umdrehen der Kurbel N,
5) Verlegen des Lineals M.

Als Hauptwirkung der Maschine hat man sich nun einfach Folgendes zu merken: Jede Zahl, welche man im Schaltwerk (bei A) einstellt, wird durch eine Kurbeldrehung auf die Zifferscheiben hinaufgeschafft, und zwar positiv oder zugezählt zu der etwa dort vorhandenen Zahl, wenn man den unteren der Knöpfe B niederdrückt, und negativ oder abgezählt, wenn man den oberen Knopf B niederdrückt. Hierin besteht das ganze äußere Verhalten der Maschine, wobei nur zu bedenken ist, daß die Zehnerübertragung stets von selbst richtig erfolgt. Die Knöpfe B können nur bei der Nullstellung der Kurbel N niedergedrückt werden (stets hebt sich der andere, wenn man den einen niederpreßt), in allen übrigen Kurbelstellungen werden sie von selbst in ihren Stellungen festgehalten. Beim Subtrahiren und Dividiren macht man noch einen nützlichen Nebengebrauch von den Scheiben D, von denen weiter unten mehr die Rede sein wird.

Wir wollen nun die Maschine für die einzelnen mit ihr ausführbaren Rechenoperationen in Gebrauch nehmen.

Addition. Alles auf 0 gestellt (das Lineal wird gehoben, der Auslöscher O gedreht, und das Lineal wieder eingelegt), der Additionsknopf niedergedrückt.

1. Beispiel. Man will addiren

716
zu 1325
Summa 2041.

Stelle in den 3 ersten Schlitzen (von rechts) die Zeigerknöpfe auf 716, und drehe die Kurbel 1 mal, so erscheint oben die Zahl 716; stelle darauf in den 4 ersten Schlitzen die Zahl 1325 ein, drehe die Kurbel 1 mal, so erscheint oben die Summe 2041.

2. Beispiel. Zu addiren 7,063 zu 131,0. Alles auf 0 gesetzt. Stelle im Schaltwerk ein:

Schalter	VI	V	IV	III	II	I
	0	0	7	0	6	3

und bringe diese Zahl durch einmalige Kurbeldrehung hinauf; stelle darauf den Schalter wie folgt:

Schalter	VI	V	IV	III	II	I
	1	3	1	0	0	0

und drehe 1 mal, so steht oben 138063; das Komma ist zwischen 8 und 0 zu setzen.

Subtraction. Alles auf 0 gesetzt; der Subtractionsknopf wird gebraucht. Man bringt zuerst mit Addition den Minuend auf die Zifferscheiben, stellt den Subtrahend in der richtigen Ordnung darunter im Schaltwerk ein, drückt den Subtractionsknopf nieder und dreht 1 mal, so erscheint oben der Rest.

1. Beispiel. Von 189 sei abzuziehen 75.

189
75
114

Bringe in die Zifferscheiben 189, stelle mit den Einern unter Einer 75, drehe mit Subtraction und es steht oben 114.

2. Beispiel. Zu bilden: 1759,6 — 684,57 — 15,043. Ausgelöscht. Stelle ein (mit Addition)

im Schaltwerk	VI	V	IV	III	II	I
die Zahl	1	7	5	9	6	0,

lege das Lineal so weit nach links, daß nur eine Stelle noch über das Schaltwerk hinausragt, dann drehe um, lege das Lineal vollends nach links, worauf über dem Schaltwerk steht:

1 7 5 9 6 0 0

Im Schaltwerk	VI	V	IV	III	II	I
stelle dann ein:	6	8	4	5	7	0

drücke auf „Subtraction" und drehe, so erscheint oben:

1 0 7 5 0 3 0

über dem Schaltwerk;	VI	V	IV	III	II	I
stelle dann in diesem ein:		1	5	0	4	3

drehe, und es erscheint:

1 0 5 9 9 8 7.

Gesetzt man habe in der Eile die Kurbel ½ Umdrehung zu weit gedreht, so haben die Zahlenscheiben angefangen, sich zu verstellen, das Resultat ist fehlerhaft geworden. In solchem Falle vollende man ruhig die überzählige Drehung (es erschiene dann bei uns 1 0 4 4 9 4 4), drücke auf „Addition" und vollziehe abermals eine Drehung, so wird die fälschlich 1 mal zu viel abgezogene Zahl wieder addirt, und es kommt oben richtig:

1 0 5 9, 9 8 7

worin der Aufgabe entsprechend, das Komma nach der dritten Stelle anzubringen ist. Zu bemerken ist, daß wir beim wirklichen Gebrauch der Maschine das Zwischenresultat 1075030 nicht zu beachten, also z. B. nicht aufzuschreiben brauchen.

Multiplication. Alles auf 0, „Multiplication" oder „Addition" niedergedrückt.

1. Beispiel. Zu multipliciren 13 mit 6. Man stelle (womöglich den unbequemeren Factor, hier z. B. die) 13 im Schaltwerk ein, und drehe die Kurbel 6 mal, so erscheint oben das Product 78.

2. Beispiel. Zu multipliciren 13495 mit 2514.

13495
2514
53980
13495
67475
26990
33926430.

Stelle das Schaltwerk auf 13495, und lege das Lineal, nachdem alle Zifferscheiben auf 0 gestellt oder ausgelöscht worden sind, ganz nach links. Darauf drehe für die Einer des Multiplicators 4 mal: oben erscheint 53980; verlege das Lineal um eine Stelle nach rechts, und drehe für die Zehner (des Multiplicators) 1 mal, oben erscheint 188930; verlege das Lineal wieder um eine Stelle nach rechts und drehe für die Hunderter 5 mal, so kommt oben 693430; lege endlich das Lineal nochmals um eine Stelle nach rechts und drehe für die Tausender 2 mal, so kommt oben das richtige Produkt 33926430 zum Vorschein. Die Zwischenresultate beachtet man beim Arbeiten mit der Maschine nicht, sondern merkt blos auf die Zahl der Drehungen und das Verlegen des Lineals.

3. Beispiel. Man kann auch mit den Stellen der höchsten Ordnung (links) im Multiplicator anfangen, anstatt mit denjenigen der niedrigsten. Zu multipliciren:

643917
492398
17063442966

Ausgelöscht. Den obersten Factor im Schaltwerk eingestellt, lege man das Lineal ganz nach rechts,
drehe 4 mal, verlege das Lineal um eine Stelle nach links,
„ 9 „ „ „ „ „ „ „ „ „ „
„ 2 „ „ „ „ „ „ „ „ „ „
„ 3 „ „ „ „ „ „ „ „ „ „
„ 9 „ „ „ „ „ „ „ „ „ „
„ 8 „ so steht oben das Product, welches mit 35 Umdrehungen und 5 Verlegungen erzielt wurde, wozu 18 bis 21 Secunden erforderlich sind, das Einstellen mit eingerechnet. — Beim Gebrauch von Logarithmen hätte man:

2 Logarithmen
mit Differenzen aufzuschlagen,
dieselben zu addiren,
die Summe aufzuschlagen,
und einige Differenzen nachzutragen gehabt,

ohne dabei die letzten Stellen des obigen Productes finden zu können, was alles bei einem sehr geübten Logarithmenrechner kaum in weniger als $1\frac{1}{2}$ Minute hätte geschehen können. — Doch wollen wir obiges Beispiel noch einfacher als oben rechnen.

4. Beispiel. Verkürzung der Multiplication. Wieder zu multipliciren:

643917
492398
10763442966

Ausgelöscht. Lineal ganz nach rechts. Den obersten Factor im Schaltwerk eingestellt. Drücke „Multiplication". Sodann:
drehe 5 mal (statt 4 mal), verlege das Lin. um eine Stelle,
drücke „Subtraction",
drehe 1 mal, (50 — 1 = 49) verlege das Lin. um eine Stelle,
drücke „Multiplication",
drehe 2 mal, verlege das Lin. um eine Stelle,
drehe 4 mal und verlege das Lin. um 2 Stellen,
drücke „Subtraction",
drehe 2 mal (400 — 2 = 398),
so ist das Product mit 14 Drehungen statt mit 35, wie oben, erreicht worden; das Drücken der Knöpfe geht so leicht mit dem Daumen der Linken, daß es keinen Mehraufwand an Zeit erfordert; die leicht verständliche Operation fordert 15—17 Secunden Zeit.

5. Beispiel. Quadrirung. Beim Quadriren hat man den Vortheil, den Multiplicator in dem eingestellten Multiplicanden vor sich zu haben. Gesucht das Quadrat von 687,943.

Ausgelöscht; das Lineal bis auf eine Stelle nach rechts (weil 6 mal 6 = 36 eine weitere Stelle links liefert), die zu quadrirende Zahl im Schaltwerk eingestellt, und verfahre wie vorhin, so ergiebt sich mit $6 + 8 + 7 + 9 + 4 + 3 = 37$ Umdrehungen, oder auch mit $7 + (-1) + (-2) + (-1) + 4 + 3 = 18$ Drehungen das gesuchte Quadrat: 473265,571249,
von welchem 6 Decimalstellen abzuschneiden sind, da die Wurzel deren 3 hat.

6. Beispiel. Zweifache Multiplication. Es sei das Product 349,04 . 57,63 . 0,073 zu bilden.

Auslöschen. Lineal nach links (wegen des bequemeren Abschneidens der Decimalstellen); im Schaltwerk 349,04 eingestellt, mit 57,63 multiplicirt, giebt 20115,1752. Diese Zahl wird auf die Schiefertafel E geschrieben, darauf im Lineal alles ausgelöscht, und im Schaltwerk 73 eingestellt (wenn man vernachlässigen durfte, wäre 20115,2 einzustellen gewesen), giebt 1468,4077896. Die 0 und die 2 zur Linken waren hierbei durch Verlegung des Lineals nicht zu erreichen. Man versetzt dann die Stellen 73 im Schaltwerk um eine Stelle nach links: keine Drehung, wegen des Factors 0, Verstellung um eine weitere Stelle nach links: 2 Drehungen wegen des Factors 2.

7. Beispiel. Verkürzte zweifache Multiplication. Ausgelöscht. Lineal ganz nach links. Factor 349,04 im Schaltwerk eingestellt. Man schreibt nun die beiden anderen Factoren auf die Schiefertafel E:

57,63
0,073

und bildet deren Product successive im Kopf, was wie man sehen wird, gar nicht schwer ist, und dreht demgemäß die Kurbel. Ausführung:

Man bilde $3 \times 3 = 9$, drehe 9 mal, verlege das Lineal um eine Stelle,
$3 \times 6 = 18$, „ 8 „ „ „ „ „ „ „ „
$3 \times 7 = 21, +1 = 22$, „ 2 „ „ „ „ „ „ „ „
$3 \times 5 = 15, +2 = 17$, „ 7 „ „ „ „ „ „ „ „
$0 \times 1 = 1$, „ 1 „ und verlege das Lineal wieder nach links, jedoch wegen der Stellung der 7 im Factor 0,073 nur mit der zweiten (Zehner-) Stelle über die erste des Schaltwerkes, so daß dann steht:

	6	0	3	4	5	5	2	5	6
über dem Schaltwerk			VI	V	IV	III	II	I	
worin immer noch steht:				3	4	9	0	4	

Man bilde nun weiter:
$7 \times 3 = 21$, drehe 1 mal, verlege das Lineal um eine Stelle,
$7 \times 6 = 42, +2 = 44$, „ 4 „ „ „ „ „ „ „ „
$7 \times 7 = 49, +4 = 53$, „ 3 „ „ „ „ „ „ „ „
$7 \times 5 = 35, +5 = 40$, „ 0 „ „ „ „ „ „ „ „
$0 \times 4 = 4$, „ 4 „ ,
und es erscheint das richtige Product:

1468,4077896

wovon wie oben $3 + 2 + 3 = 7$ Stellen abzuschneiden sind. Die Zahl der Drehungen betrug 39, das Schaltwerk brauchte nicht verstellt zu werden; es geschah die erzielte zweifache Multiplication in einer Operation, während oben 2 Operationen mit 47 Umdrehungen und außerdem (zufällig) einer Schaltwerkverschiebung nöthig gewesen. Die kleine Kopfrechnung geht, da sie nur von Stelle zu Stelle schreitet, sehr leicht.

8. Beispiel. Cubicirung. Das Erheben einer Zahl in die dritte Potenz geht sehr bequem bei Zugrundelegung der soeben besprochenen zweifachen Multiplication. Zu cubiciren die Zahl 3421.

Auslöschen. Lineal nach links. 3421 im Schaltwerk eingestellt, und nun die allmälige Quadrirung von 3421 im Kopf vollzogen, und danach gedreht, liefert in $1\frac{1}{4}$ Minute den Cubus

40036787461.

Division. Auslöschen. Das Lineal ganz nach rechts, den Dividenden ganz links hinaufgeschafft. Darauf drückt man die „Division" oder „Subtraction", stellt den Divisor im Schaltwerk soweit als möglich links, und beginnt das Abziehen desselben von den letzten Stellen zur Linken des Dividenden, bis der Rest zu klein geworden ist, die Zahl der nöthigen Drehungen giebt dann die erste Stelle (von links) des Quotienten an. Darauf wird das Lineal um eine Stelle verlegt und fortgefahren. Das Imkopfbehalten der Umdrehungszahlen ist unbequem; um es zu ersparen, ist aber in unserer Maschine ein besonderes Zählwerk D, das Quotientenzählwerk, kürzer der Quotient genannt, angebracht. Bei demselben werden die Zeigerscheiben einzeln von der Hand auf 0 gestellt, und nun erst beginnt man die Operation.

1. Beispiel. 2934 durch 3 zu theilen. Lineal nach links, 2934 hinaufgeschafft, so daß steht:

2	9	3	4	0	0	
VI	V	IV	III	II	I	
	3					

Darauf wird die 3 im Schaltwerk bei VI eingestellt; 3 von 2 geht nicht, wir stellen sie deshalb unter die 9. Nun drehen wir, nachdem „Division" gedrückt ist. Nach 9 Drehungen sehen wir eine 2 oben bleiben, im Quotienten steht aber eine 9. Lineal um 1 Stelle nach links verlegt, 7 mal gedreht, bleibt 2, Lineal verlegt, 8 mal gedreht, bleibt von 24 der Rest 0. Im Quotientenzähler lesen wir 978 als Resultat der Rechnung. Will man die Probe machen, so multiplicirt man nun den Divisor mit der Zahl, welche im Quotientenzähler steht. Bei richtiger Operation muß dann oben wieder der Dividend erscheinen, was auch bei uns der Fall ist.

2. Beispiel. 160 durch 13 zu theilen. Auslöschen. 160 hinaufschaffen; zur Verdeutlichung hinter die 0 einen Kommastift einstecken, 13 unter 16 im Schaltwerk einstellen. Quotientenzähler auf 0. „Subtraction" niedergedrückt.

Drehe 1 mal, bleibt 3, erste Quotientenstelle = 1. Nun werde aus Versehen noch einmal gedreht; dies macht sich dadurch bemerklich, daß links eine 9 erscheint, im Quotienten zeigte sich eine 2; durch das Erscheinen der 9 wird man stets sofort auf den Fehler aufmerksam gemacht. Man drückt also „Addition" und dreht 1 mal, addirt also die fälschlich abgezogene Zahl 13 wieder, und steht oben wieder 030...., im Quotienten die 1 erschienen. Lineal verlegt. 13 von 30 geht. „Subtraction" gedrückt und zweimal gedreht, läßt oben 4 als Rest. Der Quotient ist also $12\frac{4}{13}$ Wir können aber weiter fortdividiren, und den gemeinen Bruch in einen Decimalbruch verwandeln. Lineal verlegt:
Drehe 3 mal, bleibt 1, verlege das Lineal um 1 Stelle,
„ 0 „ „ 10, „ „ „ „ 1 „
„ 7 „ „ 9, „ „ „ „ 1 „
„ 6 „ „ 12, „ „ „ „ 1 „
„ 9 „ „ 3, das Lineal ist ganz nach links

verlegt, und wir haben als Quotienten: 12,30769. Zur Probe damit rückwärts multiplicirend, kommt wieder 160 nach oben, vom Komma ab gelesen. Hätte man noch mehr Stellen haben wollen, so brauchte man nur den Rest 3 wieder nach links auf die letzte Zifferscheibe zu bringen, um beliebig weit fortfahren zu können. Unendliche Decimalbrüche können so mit großer Leichtigkeit bis zu jeder nur irgendwie wünschbaren Stellenzahl gerechnet werden.

3. Beispiel. 1 durch 75 zu theilen. Auslöschen. 1 ans linke Ende des Lineals stellen, dieses ganz nach rechts. Quotient auf 0 gestellt. 75 in 1 geht nicht, in 10 ebenfalls nicht, Lineal nach links verlegt, 75 in 100 geht 1 mal, bleibt 25, Lineal verlegt, nach 3 Drehungen bleibt 25, Lineal verlegt, 3 Drehungen liefern stets den Rest 25, und so ins Unendliche. Quotient also: 0,013333 ....

Wurzelausziehung. Die Ausziehung der Quadratwurzeln geht auf dem Arithmometer verhältnißmäßig einfach, doch nicht viel schneller, als die logarithmische Rechnung. Wegen des Verfahrens verweise ich auf die von Thomas dem Instrument beigegebene Anweisung.

Bei uns sind vortreffliche Wurzeltafeln auch so verbreitet, daß man sich in den meisten Fällen der technischen Praxis mit denselben helfen kann. Ueberhaupt muß hier hervorgehoben werden, daß man wohl beachten muß, daß die Rechenmaschine nicht für alle und jede Rechenoperation gleichschnell arbeitet und arbeiten kann, so daß, wer schnell rechnen will, sich der Rechenmaschine da bedient, wo sie besser und schneller zum Ziele führt, aber zu anderen Mitteln greift, wo ihm solche bessere Dienste leisten können. Diejenigen, welche mit der Maschine zu arbeiten haben, werden sich bald eine Combination von Rechnungsmitteln bilden, die sie den Umständen stets anpassen, dann aber damit auch außerordentlich rasch arbeiten.

Zum Schluß dieser Anleitung will ich noch einige Beispiele nicht so abstracter Natur, wie die bisherigen waren, vorführen, woran man erst so recht eigentlich die Vorzüglichkeit des Instrumentes wird ermessen können.

1) Gesetzt es sei eine Tafel für die Gewichte der Gußeisenplatten zu rechnen, deren Dicken von Millimeter zu Millimeter steigend angenommen werden sollen, und bei denen man das Gewicht in Kilogrammen pro Quadratmeter wissen will. Bei 1 Millimeter Plattendicke ist der Inhalt des zu betrachtenden Körpers gerade 1 Cubikdecimeter, dessen Gewicht in Kil. also gleich dem specifischen Gewicht, welches bei dem betreffenden Gußeisen durch genaue Methoden = 7,244 gefunden sei. Dies vorausgesetzt, stellen wir die Zahl 7,244 im Schaltwerk ein, drücken auf „Addition" und haben:

nach	1	Umdr.	für	1	Millim.	Plattendicke	d.	Gewicht	7,244^k
„	2	„	„	2	„	„	„	„	14,488^k
„	3	„	„	3	„	„	„	„	21,732^k
„	4	„	„	4	„	„	„	„	28,976^k
„	5	„	„	5	„	„	„	„	36,220^k

u. s. f.; jede Umdrehung liefert einen Werth der aufzustellenden Tabelle.

2) Man habe eine Formel $y = c\sqrt{x}$, z. B. die Dicke d eines schmiedeeisernen Zapfens für die Last P in Kil.

$$d \text{ (in Millimetern)} = {}^9/_8 \sqrt{P}$$

und will für die Werthe d = 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50 ꝛc. die Belastungen P in einer Tabelle zusammenstellen, so ermittelt man sich zunächst:

$$P = \left(\frac{8}{9}\right)^2 d^2 = 0{,}790123\ d^2,$$

legt dann die Quadratentafel vor sich (z. B. Weisbach's Ingenieur S. 16), stellt 709123 als Faktor in dem Schaltwerk ein, richtet sich auf „Multiplication" und braucht nun als Factoren die in der Tafel sich findenden Quadrate der Urveränderlichen d. Also

bei	d = 20	den	Factor	400	und	erhält	rasch	P = 316,049
	25	„	„	625	„	„	„	414,815
	30	„	„	900	„	„	„	711,111
	35	„	„	1225	„	„	„	967,901
	40	„	„	1600	„	„	„	1264,197

u. s. w. und bedenke nur, daß bei logarithmischer Rechnung jedesmal 1 Log. verdoppelt, dazu ein anderer gezählt werden, darauf ein Numerus zu der Logarithmensumme gesucht werden müßte.

3) In Zeuner's mech. Wärmetheorie findet sich u. a. in Tabelle I eine Spalte mit den berechneten Werthen

$$Q = 606{,}5 + 0{,}305\ t,$$

wobei die Temperaturen t von 5 zu 5 Graden steigen. Diese Formel erfordert auf dem gewöhnlichen Wege nach vorheriger Aufschlagung des log. zu 0,305:

Aufschlagung des log. zu t,
dessen Addition zu log. 0,305,
Aufsuchung des Numerus zur Summe,
Addition derselben zu 606,5.

Es seien 3 Decimalstellen gewünscht.

Wir bereiten uns folgendermaaßen vor. 606,500 hinaufgeschafft, das Komma eingesteckt, 305 im Schaltwerk so eingestellt:

606,500
305

Darauf drehen wir 5 mal, und erhalten oben 608,025 als Werth für t = 5. Darauf verlegen wir das Lineal um 1 Stelle nach rechts, was bei jeder Drehung 10 × 0,305 hinaufaddirt, und erhalten nun bei jeder Drehung einen Tabellenwerth, nämlich:

nach	1	Dreh.	für	t = 15	den	Werth	611,075		
„	2	„	„	t = 25	„	„	614,125		
„	3	„	„	t = 35	„	„	617,175		
„	4	„	„	t = 45	„	„	620,225		

u. s. f.; die Zahlen werden schneller erhalten, als sie aufschreibbar sind! Um die Zwischenstufen zu erhalten,

fängt man wieder bei $t = 0$ an, addirt $10 \times$, $20 \times$, $30 \times 0{,}305$ u. s. f.

4) In derselben vorgedachten Tabelle findet sich eine Spalte nach der Formel

$$r = 607 - 0{,}708\ t$$

berechnet, ebenfalls für die obigen Stufen von t. Wir verfahren ganz ähnlich. 607,000 wird hinaufgestellt; darunter im Schaltwerk 0,708 so:

607,000
708

Darauf drückt man den Subtractionsknopf, dreht 5 mal, und es erscheint oben der Werth für $t = 5$, nämlich 603,460. Nun das Lineal um 1 Stelle nach rechts gelegt, erhält man für jede Drehung wieder einen Tabellenwerth.

5) Formeln von der Form $y = \frac{x^2 + 27{,}43 \cdot x}{x - 2}$, der Schrecken der Logarithmenrechner, lassen sich spielend auf dem Arithmometer ausrechnen. Sei z. B. $x = 22{,}54$, so verfahren wir folgendermaaßen.

Alles ausgelöscht. Lineal ganz nach links.

Im Schaltwerk folgendermaaßen eingestellt:

Lineal: 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
VI V IV III II I
2 2 5 4

Bilde nun das Quadrat von 22,54. Es erscheint, wenn man das Lineal zurückgelegt hat:

0 0 5 0 8, 0 5 1 6 0 0
VI V IV III II I
2 2 5 4

in welcher Zahl man das Komma richtig zwischen 8 und 0 einsetze. Darauf multiplicire man, unter Belassung des niedergedrückten Additionsknopfes, 22,54 mit 27,43; es erscheint oben sofort der ganze ausgerechnete Zähler 1126,3238. Im Schaltwerk zieht man nun in der fünften Spalte den Zeigerknopf von 2 auf 0, und verlegt das Lineal wie folgt:

0 1 1 2 6 3 2 3 8 0 0
VI V IV III II I
2 0 5 4

stellt den Quotienten auf 0, drückt auf „Subtraction" und dividirt; alsbald kommt als Endresultat: 54,835 und zwar beansprucht die ganze Rechnung den vierten Theil der Zeit, die man braucht, um vorstehende Erklärung zu lesen.

Diese Beispiele sollten, wie ich glaube, genügen, um das Instrument in seinem Gebrauch und seiner großen Brauchbarkeit kennen zu lehren, so daß ich nun zur näheren Beschreibung des Mechanismus übergehen kann.

III. Beschreibung der Construction des Arithmometers.

Nach den Erklärungen, welche unter (I) gegeben wurden, und nachdem wir uns soeben mit den Aeußerlichkeiten des Arithmometers bekannt und vertraut gemacht haben, dürfen wir es unternehmen, in das scheinbar so verwickelte innere Getriebe des Instrumentes untersuchend hineinzuschauen. Auf Tafel 11 sind die wichtigsten Details desselben für zwei Elemente (Einer und Zehner) dargestellt, und zwar in der 1,7fachen Größe der Ausführung, wobei ich mir indessen der Deutlichkeit zu Liebe einzelne kleine (für die Ausführung unpraktische) Aenderungen erlaubt habe. Das Ganze zerfällt auch hier wieder in Schaltwerk, Zählwerk und Wendegetriebe. Zwischen Schaltung und Zählrad sitzt sodann wieder die wichtige Zehnerübertragung.

Der Haupttheil jedes Schaltgetriebes ist die Schaltwalze A, A_1, A_2, Fig. 1 und 2. Dieselbe ist zusammengesetzt zu denken aus zehn niedrigen Cylindern, von denen der erste keinen, der zweite 1, der dritte 2, der vierte 3 u. s. w. der zehnte 9 Zähne hat, welche hier $1/22$ des Umfangs zur Theilung haben. Diese Zähne können mit dem Rädchen B, B_1, B_2 in Eingriff gebracht werden, indem man dasselbe mittelst des Zeigerknopfes C, C_1, C_2 auf seiner 4kantigen Axe verschieben, und beliebig über die 9, 8, 7, 6 u. s. w. zähnige Stelle der Schaltwalze bringen kann. Der Erfolg ist, da B 10 Zähne hat, daß dasselbe um 9, 8, 7, 6 u. s. w. Zehntel Umdrehungen verstellt wird, wenn A eine Umdrehung macht. Sämmtliche Schaltwalzen des Instrumentes werden aber vermittelst der Haupttriebare D, welche die ganze Maschine entlang läuft, stets gleichzeitig einmal umgedreht, wenn man die Handkurbel E eine Drehung machen läßt. Der Griff der letzteren ist, wie hier gezeichnet, niederlegbar.

Die Axe F des Rädchens B treibt mit einem der kleinen Kegelräder G oder H des Wendegetriebes das Rad I auf der senkrechten Axe, welche die Zifferscheibe K trägt, und ertheilt demnach der letzteren in positivem oder negativem Sinne ebensoviele Zehnteldrehungen als B empfängt. Die Axe L des Umstellers des Wendegetriebes geht unter den sämmtlichen Axen F her, ebenso wie die flache Stange M, welche die Büchse zwischen den Rädchen G und H erfaßt und deren Hin- und Herschiebung unmittelbar bewirkt. Das Zifferlineal dreht sich um die Axe N. Man sieht ein, daß in der gehobenen (hier punktirten) Stellung desselben sämmtliche Zifferscheiben außer Eingriff mit dem Getriebe kommen müssen. Das sichere Wiedereinkehren der Zahnräder wird durch eine Reihe Einschnitte vermittelt, in welche der Stift O einsinkt, sobald man das Lineal an den richtigen Stellen niederläßt.

Alle Zifferscheiben sind, wie es in Fig. 4 angegeben ist, außen mit 10 Bogenbauchungen versehen, welche ebensoviele Sperrzähne vorstellen, in welche eine weiche Feder eingreift, um die Scheiben mit einiger Kraft in den Stellungen zu erhalten, wo die Ziffern sich gerade dem Schauloch gegenüber befinden. Diese Sperrung ist aber noch nicht genügend, um fehlerhafte Einstellungen der Zifferscheiben, insbe-

sondere der die Bewegung vermittelnden Rädchen zu verhüten. Vielmehr sind hierfür noch besondere Sperrräder P, P_1, P_2 in den Schaltgetrieben angebracht.

Ein solches Sperrrad besitzt 10 gleiche bogenförmige Ausschnitte, in welche das Sperrstück Q, Q_1, Q_2 auf der Schaltwalzenare eingreift. Dieses Sperrstück Q hat aber, wie die punktirten Linien deutlich machen, eine gerade so weit reichende Einziehung, daß nicht gesperrt wird, so lange es möglich ist, daß Schaltzähne in das Rädchen B eingreifen. Mithin bewirkt die beschriebene Einrichtung, daß die Drehung des Rädchens und der zugehörigen Zifferscheibe freigegeben ist, sobald der verzahnte Bogen zu B tritt, sobald also die Are des Zahnes 9 sich der Eingriffstelle nähert und während des ganzen Zahnbogens 9—1 freigegeben bleibt, nach Durchgang desselben aber wieder getrennt wird. Hierdurch wird einem Verkehrtstellen der Zifferscheiben durch Erschütterungen bei raschem Drehen u. s. w. vorgebeugt. Zugleich freilich erschwert diese nothwendige Einrichtung die Construction der Zehnerübertragung, die deshalb mehr Theile erhalten mußte, als man zu erwarten geneigt sein möchte.

Die Zehnerübertragung wird zunächst bewirkt durch den an einem besonderen Arme sitzenden Zahn 10, welcher auf A, als der Einerwalze, nicht nöthig ist, auf jeder folgenden Walze aber angebracht sein muß. Der Zehnerzahn dürfte in das Rädchen B eingreifen; da aber dieses hin- und hergeschoben werden muß, ist seine genaue Wiederholung in dem unverschieblich auf F angebrachten Rädchen R vorhanden. In dieses kann der Zahn 10 nur dann eingreifen, wenn er sich in der (in Fig. 2) punktirten Lage befindet. Soll er aber eingreifen, so muß dann gleichzeitig das Sperrwerk P Q gelöst werden. Dies geschieht nun wie folgt.

Das Sperrstück Q besitzt in einer weiter rechts von P belegenen Ebene noch eine weiter zurücktretende Stufe S, welche das Sperrrad im Falle des Eingriffes des Zehnerrades ungehindert läßt, wenn sie in seine Ebene gebracht wird. Solches geschieht aber gleichzeitig mit dem Vorschieben des Zehnerzahnes in die Ebene von R, indem jener Zahn mit dem Sperrstück aus einem Ganzen besteht (mit ihm eintrumig ist). Das Uebertragen eines Zehners muß geschehen, wenn beim Addiren die Einerscheibe von 9 auf 0, beim Subtrahiren, wenn sie von 0 auf 9 geht. Bei diesem Uebergang stößt aber der Zahn T der Zifferscheibe (Fig. 4) einmal links, einmal rechts an den Vorsprung des Ausrückers U, dieser drückt dann auf den Zwischenhebel V, welcher das auf seinem Stift festgeschraubte Tellerchen W und damit das Köpfchen X verschiebt, welch letzteres das Sperrstück und sein Zubehör nach vorne zieht. Sobald dies geschehen ist, was an irgend einem Punkte des Eingriffes der ersten Schaltwalze vorkommen kann (z. B. gleich bei Eingriff des ersten Zahnes, wenn im Zifferrad eine 9 stand und addirt wird), ist die Zehnerübertragung vorbereitet. Sie erfolgt aber erst wirklich, wenn der Zehnerzahn nach oben und in Eingriff kommt, was aber erst geschieht, wenn alle übrigen 9 Zähne schon durch die Eingriffstelle gegangen sind, also möglicherweise gewirkt haben. Dann erst fällt der Zehnerzahn ein, schaltet um $^1/_{10}$ Drehung, und läßt sofort wieder die Kante bei S in das Sperrrad eingreifen, um jede Störung unmöglich zu machen.

Nun aber muß auch der Zehnerzahn wieder beseitigt werden, damit er bei der nächsten Drehung nicht unnöthiger- oder fälschlicherweise nochmals schaltet. Zu dem Ende ist an dem Sperrstück Q eine Schraubenfläche Y angebracht, welche gegen einen festen Stift Z stößt, an diesen streift und Q wieder an seine alte Stelle schiebt. Z ist gerade so gestellt, daß sofort nach geschehener Zehnerschaltung Q wieder zurückgebracht wird. Damit aber gehen auch X, W, V und U wieder zurück, und alles ist zu neuen Operationen in Bereitschaft gesetzt. Eine auf W drückende und daran reibende platte Feder hält dieses Tellerchen und die anhängenden Theile in ihren eingenommenen Stellungen fest. Diese sämmtlichen, so sinnreich angebrachten Theile arbeiten mit einer erstaunlichen Sicherheit und Schnelligkeit, und lassen in der That ohne ganz sonderbare Zufälle nie einen Fehler aufkommen.

Schon oben wurde hervorgehoben, daß die einzelnen Schaltgetriebe stets einander vor- oder nacheilen müssen, damit die Zehnerübertragung richtig erfolgen kann. Hier ist das Nacheilen gewählt; es beträgt von Walze zu Walze eine Zahntheilung, wie auch an unseren Walzen A_1, A_2 zu bemerken ist. So kommt es, daß der letzte, der Einerzahn in jedem Getriebe durch den Eingriffspunkt schon gegangen ist, wenn der des links folgenden (also einer höheren Ordnung angehörigen) zur Wirkung kommt. Ist nun in irgend einem Rade die Zehnerübertragung vorbereitet, so wird sie dieses Nacheilens wegen stets auch ausgeführt. Nothwendig muß aber deshalb auch, um Fehler zu vermeiden, der leere Bogen auf der Schaltwalze angebracht sein. Die Größe derselben richtet sich nach der Zahl der angewandten Elemente. Die hier benutzte Größe reicht für 8 zählende (einstellbare) Schaltwalzen noch vollkommen aus. — Interessant ist es, die Wirkung der Zehnerübertragung beim Addiren von Zahlen zu beobachten, welche aus vielen Neunen bestehen. Stellt man im Zählwerk 0999999, im Schaltwerk aber nur eine einzige 1 in den Einern ein und dreht nun einmal, so geschieht folgendes. Der Zahn 1 in A_1 schaltet B_1 um einen Zahn herum; dadurch wird aber für A_2 die Zehnerübertragung vorbereitet, und nach Durchlaufung der folgenden Theilung auch vollzogen; hierdurch bereitet sich für A_3 die Zehnerübertragung vor, um sofort vollzogen zu werden u. s. f. Kurz man sieht bei langsamem Vollziehen der Kurbeldrehung von links nach rechts eine 0 um die andere in den Schaulöchern die 9 ersetzen, und endlich

links von der sechsten Stelle eine 1 statt der 0 vortreten, so daß das richtige Resultat 1000000 da steht. Aehnlich aber umgekehrt wirkt die Maschine, wenn man 1 von 1000000 abzieht, wo sofort 6 Neunen nach einander zum Vorschein kommen.

Das Hebelwerk des Wendegetriebes wurde weggelassen, da dasselbe ja leicht auf vielerlei Arten gleichgut eingerichtet werden kann. Damit es fest steht, so lange die Kurbel sich nicht in ihrer (hier gezeichneten) Anfangslage befindet, legt sich einer der Hebel an eine Scheibe an, welche auf der letzten Schaltgetriebwelle zur Linken sitzt. Diese Scheibe, welche bei jeder Kurbeldrehung eine Umdrehung macht, hat einen radialen Ausschnitt, welcher sich dem obigen Hebel gerade gegenüberstellt, wenn die Kurbel auf 0 steht, dann also dem Hebel gestattet, auf die andere Seite der Scheibe zu treten, wenn man den betreffenden Knopf drückt.

Außer dieser Einzelheit wurden auch noch manche andere weggelassen, z. B. das Zählwerk des Quotienten. Von demselben ist zu bemerken, daß es stets nur von der Eineraxe A_1 des Schaltgetriebes aus in Bewegung gesetzt wird, und zwar stets nur eine Scheibe desselben ohne Zehnerübertragung, weil beim Dividiren niemals größere Einzelquotienten als 9 vorkommen. — Bemerkenswerth ist noch der Auslöscher, welcher in Fig. 2 zu bemerken, in Fig. 5 theilweise detaillirt ist. Die Auslöschung wird durch eine Zahnstange bewirkt, welche für gewöhnlich nicht in die zugehörigen Drehlinge b auf den Zifferscheibenaren eingreift. Verschiebt man aber die Zahnstange, was durch Drehen an einem Knopf bewirkt wird, der einen stets in sie eingreifenden besonderen Drehling umtreibt, so zwingt die Schiefebene cd, am Stift c hingleitend, die Zahnstange zum Eingriff mit den Rädchen b, und nöthigt diese sämmtlich, sich zu drehen. Diese Rädchen, ursprünglich 10zähnig, haben aber der 0 gegenüber keinen Zahn, und werden demnach, sobald die 0 im Schauloch erschienen ist, nicht ferner von der Zahnstange ergriffen. Es müssen also alle Zifferscheiben sehr rasch auf 0 kommen, sobald man die Zahnstange, deren Triebdrehling durch eine Spiralfeder stets wieder zurückgetrieben wird, einigemal hin- und hergehen läßt.

Was im Allgemeinen die Handhabung der Maschine angeht, so ist nur weniges darüber zu sagen. Gute Einölung ist wichtig, übrigens auch einfach. Am besten ist, den ganzen Mechanismus, welcher sich sehr leicht aus dem Kasten nehmen läßt, bis an die Deckplatte in ganz feines Oel einzutauchen, ihn einen Tag lang abtropfen zu lassen, um dann in Gebrauch zu nehmen. Man braucht dann in dieser Beziehung nie mehr nachzusehen. Schutz vor Staub ist selbst verständlich nothwendig, wofür übrigens der sehr schön gearbeitete Kasten alles Nöthige leistet. Ein leichtes und schnelles Drehen an der Kurbel wird bald zur Gewohnheit, so daß man bald schon durch das Gefühl belehrt wird, ob eine etwaige kleine Stockung durch einen zwischen die Rädchen gefallenen fremden Gegenstand, oder etwa unzeitgemäßes Aufheben oder Senken des Lineales hervorgerufen wurde. Ein leises Rütteln an der Kurbel beseitigt fast immer sofort die Störung; über das Nachsehen bei besonderen Fällen findet sich das Nöthige in der Thomas'schen Anweisung.

Sollte ich ein Urtheil über die Zusammensetzung der Maschine und die Zweckmäßigkeit in der Wahl der Theile aussprechen, so könnte dieses zunächst nur ein anerkennendes sein, da die gestellte Aufgabe vollkommen und mit compendiösen und leicht zu fertigenden Theilen gelöst ist. Dennoch bleibt meines ernstlichen Erachtens die Möglichkeit, noch größere Vereinfachungen anzubringen, die sich übrigens mit der Zeit schon einführen werden. Die Hauptsache bleibt, daß man etwas gutes, praktisches und nicht zu theures schon vor sich hat, also ungesäumt zuerst anerkennen und benutzen soll.

Schlußbemerkungen.

Wenn es mir gelungen sein sollte, die Aufmerksamkeit der Leser auf die wichtigen Punkte hingeleitet und ihnen die Maschine nach Zweck, Wirkung und Einrichtung klar gemacht zu haben, so muß auch der Zweifelsüchtigste darunter die Vortheilhaftigkeit, den Werth, die Bedeutung der Erfindung bereits zugegeben haben. Vortheilhaft für alles praktische Rechnungswesen, werthvoll für die Wissenschaft, bedeutungsvoll als Erzeugniß menschlicher Denkkraft ist das Rädergetriebe in dem zierlichen Ebenholzkästen, das sich erkühnt, Gedankenoperationen auszuführen, wie ein Spiel. Noch ist der Arithmometer im deutschen Vaterlande wenig verbreitet, aber ich bilde mir ein, in kurzer Zeit einen kleinen Dank bei vielen erworben zu haben, die sich zu seiner Anschaffung entschließen werden. Vor allem aber werden Dank und Anerkennung, höchste Anerkennung dem Erfinder gezollt werden müssen. Sehen wir, wie es damit bestellt ist.

Thomas hat etwa 30 Jahre lang Mühe, Zeit- und Geldaufwand angelegt, um seinem Instrument die heutige Vollkommenheit zu verleihen; und, lernen wir die Einzelheiten seines Vorgehens kennen, so müssen wir den Muth, die Zielklarheit und die Genialität hoch bewundern, mit welcher er nach und nach alle Schwierigkeiten überwand. Diesem gegenüber sind der öffentlichen Anerkennungen in Frankreich eigentlich nicht viele gewesen. 1822 sprach die Aufmunterungsgesellschaft in Paris dem Erfinder ihre Anerkennung aus; 1851 verlieh dieselbe Gesellschaft ihm eine goldene Denkmünze; in demselben Jahre stellte ihm die Londoner Ausstellungsjury eine (einfache) Preismedaille zu; 1854 sprach sich die Akademie in Paris sehr günstig über den Arithmometer aus und ließ ihn zur Preisbewerbung zu. Das ist ungefähr alles.

Der Monthionpreis wurde aber einer anderen, jetzt bei Seite gesetzten Rechenmaschine, dem „Arithmaurel“ wie ihn die Herren Maurel und Sayet nannten, zu Theil, ein Mechanismus, welcher nach Vorgang des Thomas'schen dessen Mechanismen zum Theil benutzt hatte. Diese stillen Anklagen werden lebhaft in Frankreich erhoben, namentlich durch Régnier in seiner Histoire des nombres (Paris 1855), und man kann wohl nicht umhin, dieselben gerecht zu finden.

Das Ausland hat mehr gethan, als Frankreich. Freilich will ich dem Leser nicht vorgreifen in dem ironischen Gefühl, welches ihm überkommen wird, wenn er den Bey von Tunis 1851 den Reigen eröffnen sieht, um mit einem seiner höchsten diamantblitzenden Orden den Erfinder zu schmücken. Ihm folgen 1852 Franz I. von Neapel, dann der König der Niederlande, und ein deutscher Fürst, der Herzog von Nassau; dann 1853 der Papst, 1853 ebenfalls der Großherzog von Toscana, 1854 der König von Sardinien. — Und Deutschland? und die deutschen gelehrten Gesellschaften und Ingenieurvereine?

Man darf erwarten, daß sie alle mehr oder weniger ihre Anerkennung für eine Erfindung von so unbestreitbarem Werth ausgesprochen haben würden, wenn sie den Gegenstand genügend gekannt und beachtet hätten. Deshalb ist auch in dieser Beziehung das Bekanntmachen des Arithmometers von Wichtigkeit, und ich glaube darum nicht blos meinen Fach- und bisherigen Leidensgenossen im Zahlenrechnen dadurch einen Dienst zu erweisen, sondern auch einen pflichtschuldigen Versuch des Dankes gegen den Erfinder durch Veröffentlichung seiner Maschine zu machen.

Der Preis des Arithmometers ist hoch, wenn man seinen Verbreitungskreis betrachtet, niedrig, wenn man die Schwierigkeiten in seiner Herstellung in's Auge faßt. Herr Thomas, glücklicherweise in einer Lage, welche ihm keineswegs pekuniären Gewinn an seiner Erfindung zur Nothwendigkeit macht, ermöglicht durch Zuschüsse eine verhältnißmäßig billige Anfertigung der Maschine, welche mit wachsender Verbreitung indessen auch rasch billiger werden wird.

Das große Instrument von 8 mit 16 Stellen mit Quotient kostet jetzt	400 Frcs.
dasselbe ohne Quotient	300 „
das 6 mit 12stellige, welches für die allermeisten Fälle genügt, mit Quotient	300 „
das 5 mit 10stellige	150 „

Sich zu wenden an Herrn A. M. Hoart, rue du Hellor, 13, in Paris. Für solche, die es wünschen sollten, erbiete ich mich gerne, die Anschaffung und Wahl der Größe des Instrumentes zu vermitteln.

Die Fabrikation der Eisenbahnschienen.

Mitgetheilt von

Julius Buch,

Techniker und Schienenrevisor der Rheinischen Eisenbahngesellschaft.*)

(Hierzu Taf. 12.)

Die immer größer werdende Inanspruchnahme der Eisenbahnschienen, einestheils durch das gegen früher bedeutend größere Gewicht der Locomotiven, welches beiläufig bemerkt, von 300 Ctr. auf 600 Ctr. und sogar 720 Ctr., also auf mehr als das Doppelte gestiegen ist, anderntheils durch den stets wachsenden Verkehr, hat die Eisenbahndirectionen veranlaßt, denselben eine ganz besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Und wohl mit Recht, denn die Ausgaben für Schienen bilden bei Anlage einer Bahn einen ganz bedeutenden Theil der Gesammtausgaben, der eben deshalb so groß ist, weil seine Amortisation in einer verhältnißmäßig viel kürzeren Zeit erfolgen muß, wie die des anderen Theiles der Ausgaben.

Die Eisenbahndirectionen sahen sich daher veranlaßt, bei Beschaffung von Schienen deren Fabrikationsweise genau vorzuschreiben.

So verschiedenartig indessen die Ansichten über eine gute und zweckmäßige Fabrikation der Schienen sind, so viel verschiedene Programme sind auch aufgestellt worden. In manchem dieser Programme sind aber oft Vorschriften enthalten, welche einer guten Fabrikation durchaus entgegen und sogar hinderlich sind, wenn sie auch anscheinend den Bestellern

*) Derzeit Vorsteher des Walz- und Puddelwerkes zur Friedrich Wilhelmshütte bei Siegburg. D. Red.

die Sicherheit geben sollen, nur gut fabrizirte Schienen zu erhalten.

Zweck dieser Abhandlung soll sein, einige Fabrikationsmethoden zu beschreiben, welche sich als sehr gut bewährt haben und in neuerer Zeit fast allgemeinen Eingang auf allen Hüttenwerken sowohl, wie bei Bestellern gefunden haben.

Eine Schiene ist dann gut zu nennen, wenn sie auf eine Reihe von Jahren dem Verschleiß einen hinreichenden Widerstand bietet, d. h., wenn sie möglichst lange in dem Zustande bleibt, in welchem sie ohne Gefahr für die sich darauf bewegenden Fahrzeuge verwendet werden kann.

Der Verschleiß der Schienen ist nun hauptsächlich ein Zerdrücken des Kopfes durch das große Gewicht der Locomotiven, nicht etwa ein Abnehmen der Masse des Schienenkopfes.

Es wird dies am deutlichsten auf allen geneigten Ebenen bewiesen; die aufwärts gehenden Geleise, wo die ganze Last der Locomotiven drückend wirkt, sind viel eher zerstört (zerdrückt), wie die abwärtsgehenden, wo die Züge stets mit Bremsen abwärts fahren, wodurch also die Schienen fortwährend abgeschliffen werden.

Die Köpfe der Schienen werden also allmälig breiter. Bleibt bei diesem Erbreitern des Kopfes die Masse des Kopfes ganz, d. h. trennen sich nicht die Fugen der einzelnen Theile (Stäbe), aus denen der Kopf gebildet ist, so hat das Breiterwerden des Kopfes keinen weiteren Nachtheil, als den, daß die Schienen ein Wenig niedriger werden.

Die Köpfe der Schienen also so herzustellen, daß ein Zerdrücken und Zersplittern oder gar ein Abtrennen ganzer Theile nicht oder nur möglichst wenig vorkommen kann, ist die Hauptaufgabe bei der Fabrikation der Schienen.

Die Masse des Schienenkopfes muß also bei hinreichender Zähigkeit vollständig homogen sein, d. h. die einzelnen Theile (Stäbe), aus denen der Kopf hergestellt ist, müssen so innig mit einander verbunden sein, daß eine Trennung unter ihnen nur höchst schwierig zu erreichen ist, oder nur selten vorkommen kann. Die Masse des Kopfes muß hinreichende Zähigkeit haben, d. h. sie darf nicht kaltbrüchig und spröde sein, so daß Stücke vollständig herausbrechen können.

Um dem Schienenkopfe obenbenannte Eigenschaften zu geben, hat man die Schienen auf die verschiedenste Weise und aus sehr verschiedenen Eisensorten hergestellt. In letzterer Zeit kann man die Schienen in zwei Hauptklassen theilen, nämlich in solche, wo die Köpfe aus Korneisen bestehen, Steg und Fuß dagegen aus sehnigem Eisen und in solche, wo die ganze Schiene aus sehnigem Eisen besteht. Die Schienen mit Köpfen aus körnigem Eisen theilen sich wieder in zwei Klassen, nämlich in solche mit grobkörnigem Eisen und solche mit Feinkorneisen oder Puddelstahl.

Das Grobkorneisen, bekanntlich ein Eisen, welches seine körnige Struktur durch Beimengung von Kieselsäure, Phosphor und Schwefel erhält, ist nur zu wenigen technischen Zwecken zu verwenden, da es äußerst schwierig ist, diese Stoffe dem Eisen gänzlich zu entziehen, welche es rothbrüchig, meist aber kaltbrüchig (spröde) machen. Es eignet sich nur in Vermischung mit besseren Eisensorten zu Gußwaaren, da es einen sehr niedrigen Schmelzpunkt hat und deshalb leichtflüssiges Gießeisen giebt.

Durch die Verhüttung vieler Rasenerze, und besonders des black band (Kohleisenstein), wird aber eine so bedeutende Menge derartigen Eisens producirt, daß eine weiter gehende Verwendung gesucht werden mußte. Diese fand man in der Anwendung dieses Eisens bei der Schienenfabrikation. Das Korneisen, an sich sehr hart und bei einer niedrigen Temperatur schon gut schweißbar (weil es einen niedrigen Schmelzpunkt hat), schien ganz geeignet zur Bildung eines homogenen Schienenkopfes zu sein, da es dem Verschleiß (hier abschleißen) guten Widerstand bietet. Auch dem Zerdrücken wird es gut widerstehen können, nicht aber dem Absprengen von Stücken. Das Korneisen muß aber auch mit dem sehnigen Eisen des Steges so innig verbunden werden, daß hier eine Trennung nicht vorkommen kann. Die Herstellung einer guten innigen Verbindung zwischen diesen beiden, in ihrer Struktur ganz verschiedenen Eisensorten ist die Hauptschwierigkeit bei der Fabrikation solcher grobkörnigen Schienen.

Die Temperaturen der Schweißhitzen beider Eisensorten liegen nämlich so weit auseinander, daß das Korneisen schon bereits zu schmelzen anfängt, wenn das sehnige Eisen noch keine Schweißhitze erreicht hat, und es wird vollständig verbrennen, wenn das sehnige Eisen Schweißhitze erreicht hat, die dieses nur durch eine helle stark oxydirende Flamme erreichen kann. Hat aber das sehnige Eisen keine vollständige Schweißhitze erhalten, so wird auch an eine innige Verbindung zwischen ihm und dem Korneisen des Kopfes nicht zu denken sein, weshalb es auch leicht möglich ist, an solchen Schienen durch wiederholte Hammerschläge das Korneisen vom sehnigen Eisen ganz abzutrennen. Nur durch den Umstand, daß die Temperatur in einem Schweißofen nicht an allen Stellen dieselbe ist, ist man bei großer Aufmerksamkeit im Stande, den beiden verschiedenen Eisensorten verschiedene Temperaturen zu geben (wie dies bei der Beschreibung der Fabrikation gezeigt werden wird), und sie so zu ziemlich gleicher Zeit auf Schweißhitze zu bringen.

Das Roheisen, welches zur Herstellung des Korneisens zu den Schienenköpfen verwendet werden soll, muß gut sortirt werden nach Bruch, und müssen besonders die Eisensorten ausgeschieden werden, welche beim Garmachen in sehniges Eisen übergehen; denn dieses sehnige Eisen ist im Korneisen sehr nachtheilig, da es sich nur mechanisch im Korneisen zerstreut befindet, ohne sich mit demselben innig zu verbinden.

Es ist dieses Sortiren des Roheisens auch eine gute Controle für die Puddler, welche, um eine große Ausbeute zu erlangen, auf alle mögliche Weise Eisenstücke zu acquiriren suchen, welche sie ihren Sätzen beigeben, ganz unbekümmert, ob diese gestohlenen Eisenstücke sehniger oder körniger Textur sind.

Der Puddler muß das Eisen im Puddelofen durch und durch gar arbeiten, damit dieses an und für sich schon schlechte Eisen so viel Unreinigkeiten wie möglich abgiebt. Ist der Satz zu gut zusammenhängenden Luppen gearbeitet, so werden die Luppen einzeln unter einem Dampfhammer ausgereckt, und die darin befindlichen Schlacken durch starke Schläge ausgetrieben. Auf eine bestimmte Form abgeschmiedet, werden sie dann der Walze übergeben und hier zu Luppenstäben ausgewalzt.

Das Ausrecken der Luppen unter Quetschen oder Luppenmühlen reicht nicht hin, um alle Schlacken entfernen zu können, der Dampfhammer erreicht diesen Zweck am besten.

Am Zusammenhalten der Luppe beim Auswalzen erkennt man, wie rein die Luppe gearbeitet war, und das glatte Aussehen der Luppenstäbe (ohne gerissene Kanten) ist ein Zeichen, daß der Puddler seine Aufgabe gut gelöst hat.

Diese Kornluppenstäbe werden zur Bildung des Schienenkopfes verwendet. Um das Korneisen im Schienenkopfe recht homogen zu erhalten, ist es nöthig, schon vorher dafür zu sorgen, daß das Korneisen unter sich schon möglichst gut verbunden (verschweißt) ist.

Es werden deshalb aus den nach Bruch sortirten, auf die Länge des zu bildenden Paquetes gebrochenen (nicht mit einer Scheere geschnittenen) Stäben Paquete gebildet, welche den Querschnitt Fig. 1, Taf. 12, haben und zwar werden zu diesen Paqueten, die also ganz aus Korneisen bestehen, nur die feinkornigsten Luppenstäbe verwendet. Diese Paquete werden auf Schweißhitze gebracht und unter einem schweren Dampfhammer abgeschmiedet, so daß sie die Dimensionen von 7 à 7″ erhalten.

Nach erneuerter Schweißhitze werden alsdann diese Paquete zu Platten ausgewalzt, welche bei 7″ Breite mindestens so dick sein müssen, daß das Korneisen in der fertigen Schiene mindestens 1¼″ dick bleibt. Dickere Platten wie 2½″ sind jedoch nicht anzurathen, da dann nicht hinreichend Schlacken aus dem Korneisen entfernt werden können.

Diesem Korneisen müssen nämlich so viel Schlacken entzogen werden, wie nur möglich ist, denn je reiner das Eisen gearbeitet wird, desto höher ist die Temperatur, welche es zum Schweißen nöthig hat, und diese Temperatur ist immer noch nicht die, welche sehniges Eisen zum Schweißen nöthig hat. Das Abschmieden dieser Kornpaquete unter dem Dampfhammer hat also auch nur den Zweck der Schlackenentfernung, welcher durch bloßes Auswalzen nicht so vollständig erreicht werden kann. Die ausgewalzten Deckplatten erhalten den in Fig. 2 gezeichneten Querschnitt, so daß also die Hauptschweißfugen normal zur Breite der Deckplatte stehen. Werden die Paquete so ausgewalzt, daß die Hauptschweißfugen (Fig. 3) parallel der Breite sind, so sind die einzelnen Lagen unendlich dünn, und ein Abblättern oder Zerstören ist eher möglich, wie im eben angeführten Falle.

Aus den ausgewalzten Deckplatten werden die Paquetdeckplatten auf die Länge der zu bildenden Paquete gebrochen. Nur die Deckplatten, welche einen ganz rein körnigen Bruch zeigen, dürfen verwendet werden, zeigt sich Eisen darin, welches durch die zwei Schweißhitzen in sehniges Eisen übergegangen ist, ist also der Bruch gemischt, so ist die Deckplatte nicht zum Schienenkopfe zu verwenden, weil sich Korneisen und sehniges Eisen nicht so innig mit einander verbinden, daß sie den gewaltigen Stößen und Schlägen, denen die Köpfe ausgesetzt, dauernd widerstehen können.

Auf diese so erhaltenen Deckplatten wird das übrige Eisen, welches zur Fertigstellung der Schiene verwendet werden soll, aufpaquetirt.

Es ist jedoch nöthig, da sich das reine Korneisen der Kopfplatte nicht mit dem sehnigen Eisen des Fußes oder Steges verbindet, hier eine Vermittelung herbeizuführen. Diese erreicht man, indem man unmittelbar auf die Kornplatte Luppenstäbe legt, welche einen gemischten Bruch zeigten. Diese gemischten Luppenstäbe dürfen aber höchstens zwei Lagen einnehmen. Die Lage auf der Deckplatte wird dann möglichst körnig, die an das sehnige Eisen anschließende möglichst sehnig zu wählen sein.

Die Paquete erhalten den in Figur 4 gezeichneten Querschnitt.

Das sehnige Eisen des Fußes muß hier von ganz besonderer Güte und großer Zähigkeit sein. Das spröde Korneisen des Kopfes hat fast gar keine absolute Festigkeit, und so wird das sehnige Eisen des Fußes also sehr stark auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen werden. Man thut daher wohl, die äußerste Lage des Paquetes aus einer ¾″ dicken Deckplatte zu machen, welche am besten aus zweimal geschweißtem Eisen hergestellt wird.

Da das Korneisen in der Hitze sehr weich wird, viel weicher als das sehnige Eisen des Fußes, so muß dieses sehnige Eisen in der Hellrothglühhitze stark dehnbar sein, sonst würden die Füße der Schienen, wenn sie einigermaaßen dünn sind, Einrisse erhalten. Dieses Einreißen verhütet man dadurch besonders, daß auf die äußersten Seiten des Fußdeckels zweimal abgeschweißte Stäbe angelegt werden, wie in Fig. 4 angegeben ist.

Ueber die Paquetbildung ist noch Folgendes zu sagen. Die Luppenstäbe sollen nur ganz gerade gerichtet zum Paquetiren verwendet werden, um die Fugen recht klein zu erhalten. Die Stäbe müssen möglichst alle von der Länge des Paquetes sein, ein Zusammenlegen mehrerer Stücke zu

einem Stabe ist nur in den beiden mittleren Lagen des Paquetes zulässig, weil hier die sich bildenden Stoßfugen Fig. 5a weniger nachtheilig sind, als im Kopfe. Die Stoßfugen füllen sich mit Schlacken, welche nicht ausgetrieben werden können. Ein solches Schlackennest a würde im Kopfe der Schiene die erste Ursache des Ruins sein.

Die von den fertigen Schienen abgeschnittenen Enden werden in vielen Hütten in noch warmem Zustande ausgewalzt. Dieses Auswalzen läßt sich meist nur bis zu einer Dicke von $^3/_4$" bewerkstelligen, da das Stück jetzt schon zu sehr abgekühlt ist. Der Steg der meisten Schienen ist aber gewöhnlich dünner wie $^3/_4$", der Querschnitt des Stückes ist also der in Fig. 6 gezeichnete. Werden nun solche Stücke wieder in die Paquete gelegt, so entsteht bei a Fig. 6 ein Raum, der sich mit Schlacken füllt. Dieser Raum wird aber doppelt so groß, wenn zwei solcher Stücke aufeinander gelegt werden. Fig. 7. Die Stellen b und c werden zusammenschweißen und für die bei a befindlichen Schlacken ist kein Ausweg mehr vorhanden, sie müssen also in der Schiene bleiben und bilden innen liegende Schweißnäthe. Das Verwenden der abgeschnittenen Stücke von Kornschienen hat aber noch den Nachtheil, daß eine Seite des Stückes Korneisen ist, die andere sehniges Eisen. Dem Arbeiter ist es gleichviel, wo er Korn oder Sehne hinlegt, und so kann es vorkommen, daß er alle Kornseiten und alle sehnigen Seiten aufeinander legt. Der Bruch solcher Schienen wird also ein sehr unregelmäßiger werden und die Schiene kann durch diese Unregelmäßigkeit bedeutend an Tragfähigkeit verlieren. Bei Verwendung dieser ausgewalzten Enden sind also selbstredend nur schlechte Schienen herzustellen. Noch schlechtere Schienen werden erzeugt, wenn diese abgeschnittenen Enden unausgewalzt verwendet werden. Fig. 8. Die hier nothwendig entstehenden Fugen, auch wenn sie möglichst mit anderem Eisen ausgefüllt werden, sind Zufluchtsstätten für Schlacken, welche ein gutes Zusammenschweißen verhindern.

Sind die Schienenpaquete in oben angegebener Weise gut und sorgfältig gebildet, so werden sie in den Schweißofen gebracht, und zwar die Korndeckplatte nach unten (auf den Boden des Schweißofens). Das sehnige Eisen wird also der Stichflamme ausgesetzt und erhält die größte Hitze. Nachdem die einzelnen Stäbe mechanisch aneinander halten, wird das Paquet umgedreht, so daß das sehnige Eisen dem Rost zugekehrt ist, das Korneisen dem Fuchs zu. Das sehnige Eisen erhält hier ebenfalls die größere Hitze, während das Korneisen möglichst vor der Stichflamme gehütet wird. Je dicker jetzt die Korndeckplatte ist, desto mehr Zeit gebraucht sie, um vollständige Schweißhitze zu erlangen. Diese längere Zeit kommt aber dem sehnigen Eisen sehr zu statten, und kann man so bei guter Aufmerksamkeit beide Eisensorten zugleich in eine ziemlich egale Schweißhitze bringen. Ist dies der Fall, so wird die Kornplatte nach oben gedreht, das Paquet ausgezogen und unter dem Dampfhammer abgeschweißt. Die ersten Schläge müssen auf die Deckplatte von der Mitte des Paquetes nach den beiden Enden hin erfolgen. Sie müssen kurz sein und schnell hinter einander folgen, damit in der kurzen Zeit, während welcher das Paquet seine Schweißhitze behält, auch die vollständige Schweißung aller Stäbe erreicht wird.

Jetzt wird durch starke Schläge das Paquet abgeschmiedet und muß wenigstens um $^1/_3$ bis $^1/_4$ seiner Länge gestreckt werden. Dieses starke Abschmieden ist von der größten Wichtigkeit für eine gute Schiene, denn je besser die Schlacken zwischen den einzelnen Stäben ausgetrieben werden, desto inniger verbinden sie sich untereinander zu einem Ganzen.

Trennen sich beim Schmieden einzelne Stäbe los, so müssen diese bei erneuerter Schweißhitze unter dem Hammer angeschweißt werden. Dieses nachträgliche Anschweißen darf nicht etwa durch die Walzen erreicht werden sollen.

Die gut ausgereckten und durchaus ganzen Paquete werden dann bei erneuerter Schweißhitze zur Schiene ausgewalzt. Bei diesem Erneuern der Schweißhitze muß die Korndeckplatte ebenfalls unten oder nur dem Fuchs zugekehrt im Ofen liegen und so wenig wie möglich warm gehalten werden, damit sie nicht zu weich wird oder verbrennt. Ist sie nämlich zu weich geworden, so wird das Korneisen in den Walzen zerreißen, weil das härtere sehnigere Eisen der Ausdehnung durch die Walzen nicht so rasch folgen kann. Die Walzen müssen aber jedenfalls so construirt sein, daß beide Eisensorten ganz im Verhältniß ihrer Consistenzen durch die Walzen gestreckt werden. Der Walzenmeister muß genau aufpassen, daß das Korneisen des Kopfes nicht zum Fuß der Schienen und umgekehrt das sehnige Eisen zum Kopfe ausgewalzt wird. Eine solche Schiene würde, wenn sie nicht schon beim Richten zerbräche, jedenfalls beim ersten Gebrauch auf der Bahn zerbrechen und könnte hier großes Unglück herbeiführen.

Welchen Einfluß die Construction der Walzen auf die Herstellung einer guten Schiene hat, wird später erörtert werden.

Aus dem bisher Angeführten erhellt, wie ungemein schwierig es ist, eine gute Schiene herzustellen, welche Korneisen im Kopfe und sehniges Eisen in Steg und Fuß hat. Es ist daher erklärlich, daß trotz des sehr geringen Preises des schlechten Korneisens diese Schienen eben so theuer in ihrer Beschaffung sind, wie ganz sehnige Schienen, wenn sie nicht noch einen höheren Preis erfordern.

Wie bedeutend einfacher und leichter die Fabrikation der ganz sehnigen Schienen ist, wird man durch die Beschreibung derselben erkennen.

Bevor ich jedoch hierzu übergehe, will ich die Fabrikation der zweiten Sorte Kornschienen beschreiben, nämlich die der Feinkorn- oder Puddelstahlschienen.

Feinkorneisen und Puddelstahl sind im Bruch fast gar nicht zu unterscheiden, nur einem sehr geübten Auge ist dies immer möglich. Der Unterschied zwischen Feinkorneisen und Puddelstahl ist der, daß Puddelstahl sich härten läßt, Feinkorneisen dagegen nicht.

Zur Herstellung beider Eisensorten kann man nur das beste Eisen verwenden im Gegensatze zum Grobkorneisen, welches aus den schlechtesten Eisensorten erzeugt wird.

Je besser die Eisensorten sind, desto besser ist auch das Produkt an Stahl oder Feinkorneisen. Der größte Theil des Einsatzes in den Puddelofen ist daher Holzkohleneisen mit einem bedeutend geringeren Zuschlage guten Spiegeleisens.

Das Puddeln von Stahl ist eine der größten Schwierigkeiten unserer Eisenhüttenindustrie und ist eine Jahre lange Uebung und Erfahrung hierzu unbedingt nöthig. Die Einrichtung der Oefen, die Kohlen und vieles Andere sind von großem Einflusse auf das Product und ist selbst ein bewährter Stahlpuddler nicht im Stande, in jedem Ofen und mit jeder Kohle guten Stahl herzustellen. Nur in solchen Werken, wo ausschließlich nur auf Stahl gearbeitet wird, werden darin gute Resultate erzielt.

Es ist nicht meine Absicht, hier eine genaue Beschreibung der Stahlfabrikation zu geben, ich will nur allgemein bemerken, daß Puddelstahl erzeugt wird, wenn das Eisen bei einer gewissen Reductionsflamme vollständig gar gearbeitet wird, d. h. also, wenn ihm alle übrigen Bestandtheile, mit Ausnahme der Kohle, so weit entzogen worden sind, wie möglich.

Feinkorneisen entsteht dagegen, wenn das Eisen mit Oxydationsflamme nur bis zu einem gewissen Grade gar gearbeitet oder gereinigt wird und ihm ein gewisser Theil der Stoffe bleibt, welche ihm durch den Puddelproceß entzogen werden sollen. Puddelstahl ist also eigentlich ein ganz gar gearbeitetes Eisen, Feinkorneisen aber ein nur bis zu einem gewissen Grade gereinigtes oder gar gearbeitetes Eisen.

Da die Herstellung von Schienen aus beiden Eisensorten fast ganz dieselbe ist, so werde ich in der Beschreibung beide Eisensorten mit dem Namen „Feinkorneisen" bezeichnen.

Sind die Luppen im Puddelofen in der richtigen Weise fertig gestellt, so werden sie unter schweren Dampfhämmern abgeschmiedet und auf bestimmte Dimensionen gebracht. Das Abschmieden muß so lange fortgesetzt werden, bis keine Schlacken mehr auszubringen sind.

Zur Herstellung der Schiene können jetzt mehrere Wege eingeschlagen werden.

1) Die unter dem Dampfhammer gut abgeschmiedeten Luppen werden, nachdem sie erkaltet sind, an einem Ende abgebrochen, um die Textur zu erkennen.

Die Dimensionen der Luppe sind ca. 8″ breit, 2 bis $2^1/_4$″ dick und 18—23″ lang, je nach Gewicht der Luppe. Vier resp. fünf solcher Luppen (je nachdem die Schiene schwer werden soll), welche möglichst gleichmäßige Textur haben, werden aufeinander gepackt in den Schweißofen gebracht und nach erlangter Schweißhitze unter dem Dampfhammer zusammengeschweißt, die feinkörnigste Luppe bildet die äußerste Lage des Paquetes, die Luppe, auf welche das sehnige Eisen paquetirt wird, kann schon einiges sehniges Eisen enthalten. Der Querschnitt der einzelnen Luppen ist am besten wie der in Fig. 9 gezeichnete, nämlich flach gewölbt, zu nehmen. Die Luppen schweißen in der Mitte zu erst zusammen und die Schlacken können nach den Seiten hin gut entweichen.

Recht starkes Abschmieden ist hier von großem Vortheil für die Güte des Feinkorns.

Soll nun die Schiene ganz aus Feinkorn bestehen, so kann das so erhaltene Paquet bei erneuerter Schweißhitze zur Schiene ausgewalzt werden, und zwar in der Weise, daß entweder die Schweißnäthe in der Schiene vertical sind, Fig. 10, wo aber alle Luppen egal feinkornigen Bruch zeigen müssen, oder, wie in Fig. 11, horizontal in der Schiene. Diese Anordnung ist die bessere, weil eben die dem sehnigen Eisen zunächst liegende Luppe weniger sehniges Eisen enthalten kann und auf diese Weise eine Art Uebergang hergestellt wird.

Der Fuß und zuweilen auch Steg und Fuß sind gewöhnlich aus sehnigem Eisen hergestellt.

Zu diesem Zwecke wird das hierzu erforderliche sehnige Eisen auf das noch warme Feinkornpaquet gelegt, Fig. 11, und das Ganze so in den Ofen gebracht, daß das Feinkorn unten liegt. Bei erlangter Schweißhitze wird es unter dem Dampfhammer zusammengeschweißt und bei abermals erneuerter Schweißhitze zur Schiene ausgewalzt.

2) Ein zweiter Weg ist folgender: Die Feinkornluppen werden, nachdem sie unter dem Dampfhammer gut abgeschmiedet sind, zu Stäben ausgewalzt, von 3 und 4″ Breite und $^3/_4$″ Dicke und auf ca. 3 Fuß Länge gebrochen. Aus guten feinkornigen Stäben wird alsdann ein Paquet gebildet, Fig. 12, 7″ breit, 10″ hoch, welches bei guter gleichmäßiger Schweißhitze unter dem Hammer zusammengeschweißt und auf 7″ à 7″ ausgereckt wird.

Auf dieses gut abgeschweißte Packet wird das sehnige Eisen des Fußes gelegt, wie in Fig. 12 angegeben ist und mit diesem unter dem Dampfhammer zusammengeschweißt, und bei erneuerter Schweißhitze zur Schiene ausgewalzt. Die Lagerfugen stehen also senkrecht im Kopfe der Schiene. Diese Anordnung verhindert das Abblättern der Schiene, welches eher entstehen wird, wenn die Lagerfugen horizontal in der Schiene liegen.

Der dritte Weg ist endlich der, daß das aus Luppenstäben gebildete Feinkornpaquet statt unter dem Dampf-

hammer zu 7 à 7″ abgeschmiedet zu werden, zu Kopfplatten ausgewalzt wird, 7″ breit und 2½″ dick. Es soll dann aber auch die Feinkornpartie in der Schiene nur höchstens 1¼″ stark werden. Das Auswalzen wird so bewirkt, daß die Lagerfugen wieder senkrecht zur Breite der Deckplatte stehen. Auf diese Kopfplatten wird das sehnige Eisen gelegt und mit demselben unter dem Dampfhammer zusammengeschweißt, und bei erneuerter Schweißhitze ausgewalzt.

Die zuerst beschriebene Methode ist die beste. Das Feinkorn bekommt hier nur 4 Wärmen: einmal die als Luppe, dann zweitens die zur Bildung des Luppenpaquetes, drittens die beim Zusammenschweißen mit dem sehnigen Eisen und viertens die zum Auswalzen nöthige Wärme.

Bei den beiden anderen Methoden sind aber 5 Wärmen nöthig, nämlich erstens die der Luppe, zweitens die zum Auswalzen der Luppen zu Stäben nöthige, drittens die zum Zusammenschweiß der Stäbe zum Paquete, viertens die zum Zusammenschweiß des Feinkornes mit dem sehnigen Eisen, fünftens die zum Auswalzen der Schiene nöthige Wärme. Je öfter das Feinkorn aber gewärmt wird, desto trockener wird es und desto schwieriger läßt es sich unter sich zusammenschweißen. Durch das Auswalzen zu Stäben wird das Eisen aber auch noch viel trockener und die Schweißung erschwert. Dann sind in der ersten Anordnung nur 4 oder 5 Schweißnäthe, in den letzteren dagegen viel mehr, wodurch also auch die Wahrscheinlichkeit des Zerstörens größer ist. Gegen die erste Anordnung könnte man einwenden, das Feinkorn sei in der ganzen Luppe nicht so gleichmäßig (homogen), wie es durch Sortiren von feinkörnigen Stäben erreicht werden könne. Sind indessen die Arbeiter gut eingeübt, so wird der Bruch einer solchen Luppe recht homogen werden. Die minder homogenen kann man indessen ja als dritte oder vierte Luppe verwenden, welche unmittelbar auf das sehnige Eisen des Fußes stoßen. Diese Methode ist aber auch die billigere, weil das Auswalzen der Luppen zu Stäben erspart wird. Bei diesen drei Methoden wurde also die Feinkornpartie vorher für sich zu einem Ganzen zusammengeschweißt, und dies ist gerade sehr nöthig. Wollte man das Schienenpaquet aus einzelnen Stäben bilden, also Feinkornstäbe und sehnige Eisenluppenstäbe, so würde man seine große Mühe haben, in diesem Paquet die Feinkornpartie innig zu verschweißen, weil eben wieder die Temperaturen der Schweißhitzen von Feinkorn und sehnigem Eisen sehr verschieden sind.

Das Feinkorn geht dann entweder zum Theil in sehniges Eisen über, oder es bleibt zu kalt und schweißt nicht zusammen, behält Schweißnäthe, welche auch durch starkes Abschmieden nicht verschwinden.

Ich kann jetzt zur Beschreibung der Fabrikation ganz sehniger Schienen übergehen.

Wenn es bei einer Schiene mit Kornkopf hauptsächlich darauf ankommt, die Masse des Kopfes für sich zu einem Ganzen herzustellen, bevor man sie mit dem sehnigen Eisen des Fußes verbindet, so ist es bei ganz sehnigen Schienen nur nachtheilig, wenn die Eisenmasse ein für sich abgeschweißtes Ganze ist, welche den Kopf der Schienen bildet.

Es kommt nämlich hauptsächlich darauf an, daß das Eisen, welches in der ganzen Schiene ja ganz egal sein soll, nicht theilweise durch vermehrte Schweißhitzen zu trocken gemacht wird, denn je gleichmäßiger saftig das ganze Eisen ist, desto leichter ist die Verarbeitung desselben.

Die Kopfpartie der Schiene wird man also auch nicht vorher öfter abzuschweißen brauchen, wie das andere Eisen der Schiene, sondern sie ganz aus demselben Eisen herstellen, nämlich aus Luppeneisen, d. h. also, man wird sie aus gewöhnlichen Luppen direct auswalzen.

Bei den Deckplatten ist es aber nun eine Hauptbedingung, daß sie reine Kanten haben, ohne Löcher und Einrisse. Dies erreicht man durch directes Auswalzen der unter dem Dampfhammer abgeschmiedeten Luppe mit derselben Wärme nur selten.

Die Luppen werden deshalb, nachdem sie unter dem Dampfhammer abgeschmiedet sind, im Puddelofen in einer möglichst garen Schlacke wieder aufgewärmt. Wollte man dieses Aufwärmen im Schweißofen vornehmen, so würde das Eisen wieder zu viel Saft verlieren, es würde zu trocken werden und sich weniger gut mit dem übrigen Luppeneisen verbinden. Diese aufgewärmten Luppen werden alsdann zur Deckplatte ausgewalzt. Je dicker nun der Deckel im Schienenpaquet ist, desto günstiger ist dies gegen das Abblättern der Schiene. Die Deckelluppen sind also so schwer wie möglich zu machen, jedoch nicht schwerer, als es die bequeme Bearbeitung im Puddelofen zuläßt. Werden sie schwerer hergestellt, so ist Gefahr vorhanden, daß sie nicht ganz gar verarbeitet werden, also ungare Stellen enthalten, welche in der fertigen Schiene nur schädlich sind.

Zur Probe ließ ich auf Henrichshütte in Hattingen zehn Luppen herstellen, welche doppelt so schwer waren, wie die schwersten gewöhnlichen Luppen. Zwei Leute hatten mit großer Mühe die Zusammenarbeitung derselben ausgeführt. Die daraus gewalzten Deckel waren 2¼—2½″ dick, 7″ breit und 39″ lang. Keine dieser Luppen zeigte jedoch in der fertigen Schiene einen reinen Bruch, sondern einen höchst gemischten mit vielem ungaren Eisen.

Sind die Deckel so sauber und glatt hergestellt, so wird das Paquet aus Luppenstäben, wie in Fig. 13 skizzirt ist, gebildet.

Bei einer Breite von 7″ erhalten die Paquete ⅓ bis ¼ ihrer Länge zur Höhe. Je kürzer das Paquet ist, desto stärker kann es unter dem Dampfhammer ausgereckt werden, sie können viel gleichmäßiger auf ihre ganze Länge

erwärmt werden, wie lange Paquete, welche an den beiden Enden nicht leicht warm genug werden. Werden sie aber hier warm genug, so verbrennen sie sehr leicht in der Mitte und der Schweißer ist genöthigt, die Mitte durch aufgeworfenen Sand vor dem Verbrennen zu schützen, welcher sich aber sehr häufig tief in die Schienen einwalzt. Es liegt dies ungleichmäßige Erwärmen in der Schwierigkeit, die Temperatur des Ofens an der hinteren Wand und an der Thür, wo besonders immer kalte Luft zutreten kann, gleichmäßig herzustellen. Bei langen Paqueten, welche die ganze Breite des Ofens einnehmen, kann man stets durch ihre schlechtere Schweißung die Thürseite erkennen.

Die zur Bildung der Paquete zu verwendenden Luppenstäbe müssen möglichst gerade sein und gut nach Bruch sortirt werden. Nur die ganz sehnigen Bruch zeigenden sind zu verwenden.

Der Querschnitt der Deckplatte ist auf der einen Seite etwas gewölbt zu machen, ähnlich wie die Feinkornluppen bei der Feinkornschienenfabrikation (siehe Fig. 9). Die Breite der Deckplatte zum Paquete ist von großer Wichtigkeit. Ist die Deckplatte breiter wie das Paquet Fig. 14, so wird dieselbe beim Schmieden des Paquetes auf der Seite doch nothwendigerweise zusammengestaucht werden, um die Breite des übrigen Paquetes zu erhalten. Bei a a wird sich also ein Theil der Kante herüberschmieden, die Fuge wird geschlossen und die unter dem Deckel befindlichen Schlacken können nicht entweichen, außerdem wird sich aber durch das Stauchen die frisch aufgeschweißte Deckplatte bei b wieder lostrennen. Eine breitere Platte ist also sehr nachtheilig.

Ist die Platte dagegen ein wenig schmäler, als das Paquet, und zwar um die Breite der bei b, Fig. 15, entstehenden Fuge, so werden durch das Schmieden zur Seite die Fugen b zusammengetrieben, die Schlacken können entweichen und das Paquet erhält dieselbe Breite der Deckplatte, welche sich nun mit diesem gut verschweißen wird.

Die Paquetbildung ist mit derselben Vorsicht und Genauigkeit auszuführen, wie bei den vorher beschriebenen Schienen. Zur Bildung der Füße wird dann auch zweckmäßig zweimal abgeschweißtes Eisen verwendet, um die Füße vor Einrissen beim Walzen zu sichern.

Diese aus Luppenstäben zusammengesetzten Paquete werden bei guter gleichmäßiger Schweißhitze unter dem Dampfhammer gut zusammengeschweißt und auf $^4/_3$ ihrer Länge ausgereckt. Es wird hierbei ebenfalls beachtet, daß die Deckplatte beim Schmieden oben liegt, also die ersten Schläge von der Mitte aus nach den Enden hin erhält.

Bei erneuerter guter Schweißhitze können die Paquete alsdann zur Schiene ausgewalzt werden.

Die Fabrikation dieser Schienen ist also bedeutend einfacher und erfordert weniger große Uebung. Die von den Schienen abfallenden Enden können ausgewalzt und recht gut zum Fuße der Schiene verwendet werden. Der Verlust ist also in dieser Beziehung nicht so bedeutend, wie bei Grobkornschienen.

Die Construction der Walzencaliber ist auf das gute Gelingen der Schienen von großem Einfluß. Genaue detaillirte Angaben kann ich darüber hier nicht geben. Ich will nur einiges Allgemeine bemerken.

Besteht das Schienenpaquet durchweg aus demselben Eisen, so werden die Druckverhältnisse der Walzen in Kopf und Fuß im Verhältnisse der Querschnitte von Kopf und Fuß zu einander stehen müssen; hat man es aber in einem Paquete mit zweierlei Eisen von verschiedener Consistenz bei der Schweißhitze zu thun, so wird man neben dem Querschnittsverhältniß von Kopf und Fuß auch noch das Consistenzverhältniß der Eisensorten berücksichtigen müssen und zwar in ebenfalls geradem Verhältniß.

Wollte man z. B. mit den Walzen für ganz sehnige Schienen Schienen mit grobkörnigen Köpfen walzen, so würde das in der Schweißhitze viel weichere Korneisen der Ausdehnung des steiferen sehnigen Eisens des Fußes nicht folgen können, also zerreißen, besonders an der Oberfläche des Kopfes; und wollte man Feinkornschienen mit diesen Walzen herstellen, so würde das in diesem Falle weichere sehnige Eisen des Fußes der Ausdehnung des viel härteren Feinkorneisens nicht nachkommen können und so würden die Füße dieser Schienen zerreißen.

Im Allgemeinen ist es bei Schienenwalzen erforderlich, daß die drei ersten Caliber auf Zusammenschweißen des Paquetes wirken, also Stauchcaliber sind. Erst das vierte Caliber darf Façoncaliber sein. Würde man schon im zweiten oder dritten Caliber den Steg der Schiene andrücken wollen, so würden die noch nicht ganz festen Schweißnäthe nothwendigerweise wieder aufgerissen werden. Die folgenden Caliber drücken diese aufgetrennten Schweißnäthe nur mechanisch wieder zusammen, da die Schiene schon viel zu kalt geworden ist, um sie noch schweißen zu können. Der Uebergang vom ersten Façoncaliber bis zum Fertigcaliber muß ein ganz verhältnißmäßiger sein. Ist der Uebergang von einem zum anderen Caliber noch so stark, daß die Walzen die Schiene nicht von selbst fassen können, so muß ein Caliber mehr eingeschaltet werden.

Das beim Walzen der Schienen häufige Gegenfahren mit den Schienenwagen ist stets ein Zeichen der nicht richtigen Construction der Walzen.

Es bleibt jetzt nur noch Einiges über die weitere Behandlung der Schienen, nachdem sie aus der Walze kommen, zu sagen.

Sie werden alsdann auf das hier zu gebende Maaß durch die Warmsäge abgeschnitten und auf eine Richtplatte gebracht. Durch die verschiedenen Massen in Kopf und Fuß würde sich die Schiene beim Erkalten nach der Seite hin krumm ziehen, wo die größere Masse ist, also im Kopf.

Dieses zu verhüten, muß die Masse des Kopfes erst etwas ausgedehnt werden, damit sich die Schiene nachher gerade zieht. Die Schiene wird deshalb gekrümmt, so daß der Kopf außerhalb des Bogens ist. Dieses Krümmen erreicht man am besten durch Sichdurchhängenlassen der Köpfe auf einem festen Bett. Ein Herunterschlagen der Köpfe über eine gekrümmte Platte mit hölzernen Hämmern bringt viele schief geschlagene Köpfe mit sich, welche nachher schwer wieder gerade zu bringen sind.

Nach dem Erkalten werden die Schienen gerichtet und an den Köpfen adjustirt. Das Adjustiren wird am besten und billigsten durch Fraisemaschinen erreicht, was noch den Vortheil hat, daß alle Schienen genau gleich lang werden.

Das Einstoßen der Löcher geschieht mittelst Lochmaschinen. Solche mit einem Stempel sind denen mit zwei Stempeln entschieden vorzuziehen, wenn erstere auch etwas langsamer arbeiten. Die Arbeit ist aber eine viel sicherere.

Das Gewicht einer Schiene ist von wesentlichem Einfluß auf die Fabrikation. Leichtere Schienen lassen sich viel leichter herstellen, wie schwere. Das den heutigen Verhältnissen der Hütten am meisten entsprechende Gewicht ist 450 bis 500 Pfd. Nach diesem Gewichte wird sich also bei bestimmtem Profil die Länge der Schiene richten müssen. Viele Eisenbahndirectionen glauben bei sehr langen Schienen (24 bis 25 Fuß) große Vortheile zu haben in Ersparung von Verbindungsmaterial der Schienen. Es ist indeß meine bestimmte Ansicht, daß diese Ersparniß vollkommen durch den höheren Preis absorbirt wird, welchen die langen Schienen gegenüber den kürzeren kosten. Dann aber sind bei so schweren Dimensionen die Paquete so schlecht im Ofen zu handhaben und die Wahrscheinlichkeit, daß die Verarbeitung eines so schweren Paquetes eine gute ist, ist viel geringer als bei leichteren Paqueten.

Sehr häufig wird das Gewicht vorgeschrieben, welches eine Schiene haben soll. Da aber fast auf jeder Hütte das specifische Gewicht des verarbeiteten Eisens ein anderes ist, so ist auch das Gewicht einer Schiene von derselben Länge und Profil fast auf jeder Hütte ein anderes. Ein noch größerer Unterschied besteht zwischen Grobkornschienen, sehnigen Schienen und Feinkornschienen von derselben Länge und demselben Profil. Bei der Rheinischen Eisenbahn

wiegen z. B. erstere à 20′ 443,9 Zollpfd.
die zweiten 454,5 „
die dritten 467,3 „

durchschnittlich. Bei Vorschrift eines bestimmten Gewichts für eine gewisse Länge kommt also entweder Besteller oder Fabrikant zu kurz. Sind z. B. die Schienen schwerer, wie vorgeschrieben ist, so wird der Fabrikant sich genöthigt sehen das Profil der Schiene zu verkümmern, damit er keinen Schaden hat. Um hier beiden Parteien gerecht zu werden, ermittele man das Durchschnittsgewicht von etwa 10 genau nach Profil gewalzten und auf richtige Länge gebrachten Schienen und lasse dies für die ganze Lieferung als Normalgewicht bestehen.

Dies wäre die Beschreibung der Fabrikationen und es fragt sich nun, welche Schienensorte die beste ist.

Die grobkörnigen Schienen sind hart, sie werden sich zwar nicht breit fahren, aber das grobkörnige Eisen wird durch die vielen Stöße mit der Zeit so faulbrüchig, daß ganze Theile des Kopfes abgelöst werden. Die sehnigen Schienen fahren sich breit und können, wenn sie schlecht gemacht sind, zersplittern. Die Feinkornschienen sind hart, fahren sich nicht breit und haben nicht leicht Gefahr zu zersplittern. Hiernach wären diese am besten. Betrachtet man aber den Kostenpreis, so stellt sich die Sache vorläufig noch anders. Sehnige Schienen halten nach den jetzigen Erfahrungen, wenn sie gut gemacht sind, durchschnittlich 10 Jahre und kosten augenblicklich (December 1861) 32 Rthlr. pro 1000 Pfd.

Der Materialwerth aller sehnigen Schienen beträgt augenblicklich 20 Rthlr. Das sehnige Eisen geht zwar im Laufe der Zeit ganz in eine Art Korneisen über, welches sich indessen in einer Schweißhitze vollständig wieder in Sehne verwandelt. Pro Jahr sind also $\frac{32-20}{10}$ Rthlr. zu amortisiren oder: $100 : x = 32 : 1{,}2$ also $x = 3{,}75$ Proc. Amortisation. Grobkörnige Schienen kosten mindestens ebensoviel oder noch mehr; wir wollen 32 Rthlr. annehmen. Der Materialwerth solcher Schienen ist aber sehr gering, höchstens nur 12 Rthlr., da das Korneisen seiner Faulbrüchigkeit wegen gar nicht weiter verwendet werden kann. Wenn diese Schienen x Jahre halten, so sind pro Jahr zu amortisiren $\frac{32-12}{x} = \frac{20}{x}$. Soll die Amortisation auch 3,75 Proc. sein, so ist

$$100 : 3{,}75 = 32 : \frac{20}{x}, \text{ also } x = \frac{2000}{3{,}75 \cdot 32} = 16{,}6.$$

Die Kornschienen müßten also 16,6 Jahre halten, um nicht theurer zu sein, wie sehnige Schienen. Eine solche Dauer ist bis jetzt nicht erreicht worden und wird auch wohl nie erreicht werden.

Feinkornschienen kosten jetzt durchschnittlich 54 Rthlr. Rechnet man den Materialwerth des vorzüglichen Eisens bei alten Schienen zu 30 Rthlr., so werden bei x jähriger Dauer zu amortisiren sein

$$\frac{54-30}{x} \text{ Proc.}$$

Wenn dies 3,75 Proc. sein sollen, so muß

$$100 : 3{,}75 = 54 : \frac{24}{x},$$

x also gleich 11,7 Jahren sein. Die Haltbarkeit wird wohl

eine längere ſein. Bis jetzt ſind die Erfahrungen darüber noch nicht ſo alt, da bisher Feinkornſchienen nur an ſolchen Stellen verwendet wurden, wo ſie außergewöhnlich ſtark in Anſpruch genommen werden. Der Preis für Feinkornſchienen wird indeſſen auch wohl noch bedeutend heruntergehen, wenn ſich mehr Werke auf deren Fabrikation verlegen. Für jetzt ſind alſo die ſehnigen Schienen die beſten und billigſten.

Würdigung

des Proteſtes des Herrn v. Reiche gegen das Princip des kleinſten Widerſtandes und gegen meine Gewölbtheorie.

Von

Dr. H. Scheffler.

Den Ingenieurwiſſenſchaften iſt ein großes Heil widerfahren. Ein Herr v. Reiche in Burgdorf bei Hannover hat die Entdeckung gemacht, daß das Princip des kleinſten Widerſtandes, deſſen Grundidee ſich durch Moſeley in die Wiſſenſchaft eingeſchmuggelt hat, Nichts als eiteler Wahn iſt. Demzufolge hat er im 7. und 8. Hefte des ſiebenten Bandes des Civilingenieurs einen feierlichen „Proteſt" gegen dieſes Princip und zugleich gegen meine ganze Gewölbtheorie erhoben. Wie glücklich mögen ſich die Ingenieure preiſen, daß ſie durch Herrn v. Reiche von einem Alp befreit werden, der erſt ſeit Dezennien drückt, während die Phyſiker Jahrhunderte lang an dem Aberglauben des atmoſphäriſchen Luftdruckes zu tragen hatten, ehe ſie durch Herrn v. Drieberg davon erlöſt wurden! Doch wir dürfen uns nicht damit begnügen, dieſem Erlöſer einfach unſere Huldigung für ſeine rettende That darzubringen. Die Erſcheinung großer Geiſter iſt zu ſelten, als daß man nicht ihre Werke mit warmem Eifer durchdringen und zu Nutz und Frommen der irrenden Menſchheit ausbeuten ſollte. Demnach wage ich es, die ſo heilbringende Methode des Herrn v. Reiche hier etwas näher zu beleuchten, um den Geiſt derſelben, welcher bei gehöriger Einſicht und gutem Willen wirklich zur radicalen Umgeſtaltung aller Wiſſenſchaften vortrefflich geeignet iſt, möglichſt fruchtbringend zu machen.

Herr v. Reiche citirt zunächſt das von mir in ſeiner jetzigen Form aufgeſtellte und bewieſene, in ſeiner Grundidee von Moſeley herrührende Princip nebſt dem zugehörigen Beweiſe mit größter Ehrlichkeit in wörtlicher Faſſung. Dieſe formelle Ehrlichkeit giebt ihm nun ſelbſtverſtändlich das Recht, in eingeklammerten Sätzen, ſowie durch Frage- und Ausrufungszeichen eigene Declarationen einzuſchieben, wodurch jener Wortlaut corrumpirt, ja ſogar gefälſcht wird, und worin ſich zuweilen eine den gewöhnlichen mathematiſchen Verſtand überragende höhere Weisheit ausſpricht.

So verſichert er z. B. den geehrten Leſern, daß ich unter den „Widerlagsmaſſen, welche ein Körperſyſtem unterſtützen" keineswegs die Widerlagsmaſſen, ſondern das Körperſyſtem ſelbſt verſtanden wiſſen wolle!

An einer anderen Stelle zeiht er mich des Irrthums, weil ich annehme, daß, wenn in der Richtung der Reſultante P eines Syſtems von Kräften ein unpreßbarer Stab MN angebracht und gegen einen abſolut feſten Punkt N geſtützt ſei, alsdann noch Componenten in Seitenrichtungen entſtehen können, indem er den claſſiſchen Ausruf thut: „der unpreßbare Stab MN nimmt ja die ganze Kraft P auf! wie können denn da die Widerlagen in Aa, Bb noch Etwas zu tragen bekommen? woher alſo die Kräfte und Componenten in A, B? woher endlich die Spannungen in den Stäben Mα, Mβ?"

Denke Dir, lieber Leſer, welche herrliche Anwendung ſich von dieſem geiſtreichen Satze machen läßt! Du wareſt einmal ein kleiner Knabe, wie wir Alle, und ſpielteſt gewiß mit dem Flitzbogen (der Armbruſt), jenem von Mama als gefährlich verbotenen Inſtrumente, beſtehend aus einem Bogen, einer geſpannten Saite und einem am Bogen befeſtigten Schafte, auf welchem ſich die Schießrinne für die Pfeile und Thonkugeln befindet. Wenn Du dieſen aufgezogenen und geladenen Flitzbogen mit dem Schaftkolben auf die Erde ſtellteſt, ſo daß der vertical ſtehende Schaft als unpreßbare Stange in der Richtung der Reſultante aller im Bogen

wirkenden Kräfte ſich gegen den feſten Erdboden ſtützte, würde Mama mit äußerſter Ruhe haben zuſchauen können, ſelbſt wenn Du Deine Aeuglein über die gefährliche Mündung des Schaftes gebeugt hätteſt: denn ſie konnte mit Herrn v. Reiche ausrufen: „der Schaft nimmt ja die ganze Kraft P auf! wie können da noch Spannungen im Bogen und in der Saite ſein!?“

Nachdem Du dieſer Gefahr glücklich entronnen und zum praktiſchen Ingenieur herangereift biſt, wird Dir daſſelbe Raiſonnement bei Deinen techniſchen Ausführungen in zahlreichen Fällen gute Dienſte leiſten. Sollteſt Du z. B. eine maſſive gewölbte Brücke mit zwei Oeffnungen bauen, ſo ſtellteſt Du Dir einfach den Mittelpfeiler mit den beiden Bögen rechts und links bis zu den beiderſeitigen Widerlagern vor und ſagteſt mit Herrn v. Reiche: „der Mittelpfeiler MN, welcher ſich wie der obige unpreßbare Stab in der Richtung der Reſultante P aller auf jene Mauermaſſe wirkenden Kräfte gegen das feſte Fundament N ſtützt, nimmt ja die ganze Kraft P auf! wie können denn da die Widerlager noch Etwas zu tragen bekommen? woher alſo ein Gewölbeſchub?“ Und auf dieſen Troſt hin, läßt Du die Widerlager als unnütze Koſtenpunkte ganz weg.

Ich werde ſelbſt dieſen neuen Gedanken bei dem bevorſtehenden Tunnelbau in der Holzmindener Bahn verwerthen und zum ausführenden Ingenieur ſagen: „der Tunnel, als geſchloſſenes elliptiſches Gewölbe, ſtützt ſich in ſeinem tiefſten Punkte auf das tragende Gebirge, das Gewicht P dieſes Gewölbes mit dem Erdprisma darüber oder die Reſultante aller in Betracht kommenden Kräfte iſt alſo direct unterſtützt; wo ſollen nun noch Seitenpreſſungen herkommen?“ Hiermit hoffe ich eine tüchtige Materialerſparung zu machen.

Nachdem Herr v. Reiche in dieſer Weiſe meinen Beweis authentiſch und treffend interpretirt hat, widerlegt er denſelben mit zwei Worten, indem er ſagt, daß er dieſen Beweis trotz mehrmaliger Durchleſung nicht verſtanden habe, daß es eigentlich gar kein Beweis, ſondern ein Labyrinth von Gedanken und Schlußfolgerungen ſei, in welchem ſich zu orientiren vergebliche Mühe ſei, da es ſich darin ja nur um die Reſultirenden und Componenten in den Punkten A, B, C und um Spannungen in den Stäben Mα, Mβ, Mγ handele, welche gar nicht vorhanden ſeien.

Dieß iſt Alles ſehr wahr. Die Punkte A, B, C und die Stäbe Mα, Mβ, Mγ kann man allerdings nicht wie eiſerne Stangen mit den Händen, ſondern nur mit dem Verſtande begreifen; ſie bilden keine Glieder einer Wagenkette, ſondern einer Gedankenkette. Solche chimäriſche Dinge ſind aber Nichts für die praktiſche Mechanik; darum über Bord mit dergleichen Illuſionen!

Man erleichtert ſich durch dieſes Beſtehen auf greifbaren Realien das Studium der abſtrakten Mathematik in hohem Grade. So würde man z. B. ohne Umſtände behaupten: „die Hilfslinien im Pythagoräiſchen Lehrſatze ſind gar nicht vorhanden; folglich iſt der ganze Satz ein Labyrinth verworrener Gedanken, mit welchem man keinen Schüler quälen ſoll.“

Durch dieſes geiſtreiche Verfahren iſt offenbar das Princip des kleinſten Widerſtandes generell beſeitigt. Um indeſſen die heilloſen Folgen einer Abſurdität in einem recht grellen Lichte zu zeigen, weiſt Herr v. Reiche noch die Irrthümlichkeit aller von mir gemachten Anwendungen jenes Principes nach. Dabei läßt er ſo viel Lichtblicke auf die Natur mechaniſcher Syſteme fallen und verräth eine ſo ungewöhnliche Einſicht in die Geheimniſſe der Natur, daß ich den Ingenieuren nicht genug empfehlen kann, dieſe Anſichten zum Gegenſtande ernſter Meditation zu machen.

Um Dasjenige, worauf es ankommt, recht deutlich hervorzuheben, will ich nicht nochmals alle jene Beiſpiele durchgehen, ſondern die einfachſten Fälle vorführen. Zuvor jedoch will ich einige „kleine Erinnerungen“ einſchalten.

Herr v. Reiche ſagt: „Reibung iſt nur da vorhanden, wo Bewegung iſt; Reibung der Ruhe iſt der Widerſtand gegen einen Körper, der Tendenz zu einer Bewegung hat.“ Da der letztere Körper in Ruhe iſt, ſo ſpricht Herr v. Reiche mit demſelben Athemzuge einen Satz und zugleich ſein Gegentheil aus. Dies iſt ebenſo wichtig zur Charakteriſirung der dem Proteſte zu Grunde liegenden kühnen Logik als auch wegen der Tiefe und Bedeutſamkeit der in ſolchem Satze liegenden Wahrheit, von welcher übrigens eine Anwendung in der gelehrten Discuſſion nicht weiter gemacht wird.

Wenn ausſchließlich, wie bei dem Prisma auf S. 14 meines Buches, von unpreßbaren und unbiegſamen Körpern die Rede iſt, ſo würde der ſchlichte Menſchenverſtand nicht darüber im Zweifel ſein, daß hierunter nicht blos die geſtützten Körper, ſondern auch die ſtützenden Widerlager verſtanden ſeien, beſonders wenn der Eingang der Betrachtung auf S. 14 meines Buches ſo lautet: „In dieſem Falle (wenn nämlich das Prisma eine materielle Linie iſt) reduciren ſich die Stützflächen auf die beiden unveränderlichen Punkte A und B.“ Solcher Engherzigkeit macht ſich jedoch Herr v. Reiche nicht ſchuldig; er redet tapfer von „einiger Elaſticität der Wände“, welche ſich mittelſt kräftiger „Hammerſchläge“ zu jeder beliebigen Schlußfolgerung verarbeiten laſſen.

Dieſe Schlußfolgerung iſt nun die Hauptſache. Sie tritt am deutlichſten in folgendem einfachen Beiſpiele zu Tage.

Wie mancher Ingenieur hat wohl bis jetzt geglaubt, ein iſolirter Stein mit horizontaler Grundfläche äußere einen **verticalen** Druck auf eine horizontale Unterlage, wie es auch dem Principe vom kleinſten Widerſtande ganz gemäß iſt, indem nach dieſem Principe die Seitencomponenten ſo klein als möglich, hier alſo Null ſein

müssen. Herr v. Reiche belehrt uns aber eines ganz Anderen; er sagt: Quod non! das hängt vom Monteur ab. Wenn man vor diesen Stein ein Pferd spannt und schleift denselben eine Strecke auf der Unterlage hin, so widersteht die Unterlage wegen der Reibung in einer gegen die Verticale geneigten Richtung. So wie man nun das Pferd abspannt, besteht der Druck der Unterlage in dieser geneigten Richtung fort und demgemäß muß auch des Gleichgewichts wegen der Stein in direct entgegengesetzter, also schräger Richtung auf die Unterlage drücken. Jenachdem man nun rechts oder links zieht, und jenachdem man den Zug bis zur wirklichen Bewegung steigert oder nicht, kann man dem Drucke des Steines auf die Unterlage jede beliebige schräge Richtung geben. Wenn der Stein einmal vertical drückt, so ist das reiner Zufall.

Die Ingenieure werden ermessen, wie wichtig dieses Resultat für ihre Praxis ist. Ohne gewissenhafte Monteure und strengste Aufsicht kann sich Niemand mehr darauf verlassen, daß eine lothrechte Mauer auch lothrecht drückt, und wer weiß, wie mancher Einsturz schon durch diese Unkenntniß der Naturgesetze veranlaßt ist!

Eine zweite wichtige Entdeckung des Herrn v. Reiche ist die, daß man in einem Systeme von unpreßbaren Körpern durch einen Hammerschlag dauernde Kräfte von sehr verschiedener Intensität und Richtung erzeugen kann. Wenn also ein wahrhaft unpreßbarer Keil zwischen wahrhaft unpreßbaren Flächen liegt, so habe ich zwar bisher immer gedacht, ein Hammerschlag auf diesen Keil könne momentan, so lange der äußere Druck dauert, das System der im Gleichgewichte befindlichen Kräfte ändern, nicht aber dann noch, wenn die von ihm erzeugte Pressung aufhört, da ja sonst ein System von Kräften entstände, welchem eine zum Gleichgewichte erforderliche Kraft, nämlich der äußere Druck, fehlte. Allein so gut ich mich in Beziehung auf den verticalen Druck eines einzelnen Steines geirrt habe, ebenso sehr erkenne ich jetzt meinen Irrthum in dem letzteren Falle, welcher eigentlich nur eine Erweiterung des ersteren ist; die Autorität des Herrn v. Reiche läßt darüber keinen Zweifel mehr obwalten.

Diese Keiltheorie enthält noch eine Bemerkung, welche für die mathematische Auffassung ihres Verfassers beachtenswerth ist. In einer der mehrerwähnten vielsagenden Klammern definirt er eine geometrische Berührung zweier Flächen als eine scheinbare. Er giebt hierdurch wiederholt seinen Widerwillen gegen Alles zu erkennen, was nicht dem derben Wesen der Handwerkerpraxis entspricht, und mit Recht, da der reine Begriff nicht in diese materielle Welt, sondern nach Utopien gehört.

Der „Monteur" spielt in diesen Deductionen die Rolle eines wahrhaft schlagenden argumentum ad hominem. Zugleich ist er Jongleur. Man gebe einmal Acht! Ein Gewölbe von gewöhnlichen Steinen, also preßbarem Materiale, ist fertig, und vor den Augen des Ingenieurs wird der Schlußstein eingesetzt. Jetzt kommt der Monteur mit einem dicken Hammer, treibt den Schlußstein mit kräftigen Schlägen viel tiefer, als es dem genauen Einpassen auf dem stützenden Lehrbogen entsprechen würde, in den Scheitel ein, comprimirt damit nicht blos den Schlußstein, sondern auch alle übrigen Gewölbsteine und das Widerlager, escamotirt also unversehens theils den wahren Schlußstein, theils das vorhin spannungslose Material aller übrigen Steine, theils die frühere Lage der Widerlagsfläche, theils die vorgeschriebenen Gewölblinien und Fugenrichtungen, und tritt nun vor den erblassenden Ingenieur, welcher die Widerlager wanken sieht, mit der Frage hin, ob er noch glaube, daß es nach meiner Gewölbtheorie das Minimum des Schubes sei, welches sich hier vor seinen Augen realisire.

Es ist klar, daß Herr v. Reiche nicht blos diese Illusion, sondern überhaupt meine ganze Gewölbetheorie gründlich zerstört hat. Die den normalen Verhältnissen entsprechende an sich selbstverständliche Grundbedingung, daß dem Systeme von Körpern, welches sich gegen feste Widerlager stützt, keine fremden Kräfte octroyirt seien, daß man sich seine Entstehung vielmehr so zu denken habe, daß bei der Zusammenfügung der Körper alle Massen in ihren Schwerpunkten unterstützt und sodann der Wirkung der Schwere überlassen seien, hat er sich nicht zu abstrahiren vermocht, also auch nicht beachtet. Daß meine Theorie aber auch für seinen Fall, wo durch den Monteur oder auf andere Weise fremde oder äußere Kräfte in das System eingeführt werden, wo also von den zu bestimmenden Größen die eine oder die andere durch eine specielle Bedingung gegeben ist, ebenfalls die nöthigen Entwickelungen und Formeln enthält, daß diesem Gegenstande mehrere Paragraphen, nämlich §. 11 bis 15, 19 und m. a. meines Buches, gewidmet sind, in welchen es sich um das Minimum und um das Maximum des Schubes und um alle dazwischen liegenden Möglichkeiten handelt, ignorirt er gänzlich. Daß bei einer Theorie die reinen Vorstellungen und Begriffe, also hier insbesondere die Betrachtung unpreßbarer Körper, vorangehen und die praktischen Fälle unter Berücksichtigung der Preßbarkeit der Baumaterialien nachfolgen müssen, daß auch diesen praktischen Erfordernissen in mehreren Paragraphen, wie in §. 18, 20, 21 und a. a. O. meines Buches, wo es sich lediglich um preßbare Gewölbsteine handelt, wirklich entsprochen ist, verschweigt er wohlweislich.

Bei dieser praktischen Rückendeckung und ausgerüstet mit der oben specialisirten superfeinen Logik, besteigt er triumphirend die Tribüne, und mit kräftigem Posaunenton, unter welchem die Mauern Jericho's erbeben, stürzt er meine Gewölbetheorie um, thut auch einen Seitenhieb nach meiner Theorie der Futtermauern, von deren vollständiger Vernichtung

er sich unbegreiflicher Weise nur aus dem unerheblichen Grunde abhalten läßt, weil er diese Theorie, welche mit der Gewölbetheorie in demselben Buche steht, „nicht gelesen hat."

Wäre diese Bulle, welche mich vernichtend trifft, nicht von so eminentem Nutzen für die Wissenschaft, ich könnte mir leid thun. So aber läßt das Interesse der Wahrheit mich meine Persönlichkeit ganz vergessen. Mit ungeheurer Heiterkeit, den verklärten Blick gerichtet nach dem neuen Sterne, verschwinde ich, und es gereicht mir zum Troste in meinen Schmerzen, daß ich in sehr nobeler Gesellschaft, mit Moseley und manchem anderen geachteten Sterblichen, aus einem Dasein scheide, welches hinfort von Burgdorf bei Hannover das Licht des wahren Lebens empfangen wird.

Resultate des Funkenapparates für Locomotiven,

construirt von

Obermaschinenmeister **Sommer** in St. Petersburg.*)

(Hierzu Tafel 13.)

Dieser Apparat ist bei der Petersburg-Peterhof-Krasnoe-Selo-Eisenbahn seit Januar 1860 in Anwendung. Nachdem bei der ersten damit versehenen Locomotive „Constantin"**) der Apparat äußerst günstige Resultate gezeigt hatte, beschloß die Direction, sämmtliche Locomotiven damit versehen zu lassen. Das Ergebniß einer zweijährigen Anwendung hat nun alle Vortheile bestätigt, die nach den ersten Versuchen zu erwarten waren.

Aus den amtlichen Journalen der Peterhofer Eisenbahn-Verwaltung ergiebt sich, daß der Holzverbrauch sämmtlicher Locomotiven im letzten Jahre vor Anwendung des Apparates, folgender war:

Jahrgang.	Namen der Locomotiven	Fabrik	Durchlaufene Werst = 1/7 Meile	Totaler Holzverbrauch incl. Anheizen und Stationiren		Holzverbrauch pro Werst in Cubikfußen
				Faden à 64¼ Cubikfuß	Cubikfuß engl.	
1859	Petersburg	Leuchtenberg, Petersburg	11291	378½	24318	2,15
	Peterhof	„	19824	694	44589	2,25
	Strelna	Sharp & Stewart, Manchester	14749	496	31868	2,16
	Alexander	„	15547	578½	36168	2,32
	Constantin	„	18522	622	39963	2,15
	Alexey	Carlsruhe	19768	585	37568	1,90
	Carolina	„	17227	526½	33827	1,90
	Catherina	„	14126	440	28218	2,00

Aus einer vergleichenden Tabelle, welche im Juli 1860 nach den amtlichen Ausweisen der Verwaltung gemacht wurde, stellten sich dagegen folgende Resultate heraus***):

*) Von einem mit den Ergebnissen des Betriebes speciell vertrauten kais. russischen Ingenieur mitgetheilt. D. Red.

**) Siehe Eisenbahnzeitung Nr. 11, Jahrgang 1860.

***) Siehe Eisenbahnzeitung Nr. 42, Jahrgang 1860.

Namen der Locomotiven	Holzverbrauch 1859 ohne Apparat	Holzverbrauch 1860 mit Apparat	Ersparniß in Procenten	Durchschnittliche Ersparniß in Procenten	Bemerkungen.
Petersburg	2,15	1,89	14 Proc.	16,5 Proc.	war nicht im Dienst
Peterhof	2,25	1,71	23 „		
Strelna	2,16	—	—		
Alexander	2,32	1,97	15 „		
Constantin	2,15	1,87	13 „		
Alexey	1,90	1,53	24 „		
Carolina	1,90	1,73	13 „		
Catherina	2,00	1,72	14 „		

Die letzte, im Februar 1862, aus den amtlichen Journalen der Verwaltung gemachte Zusammenstellung ergab folgende Resultate:

Holzverbrauch sämmtlicher Locomotiven.

a) Ohne Anwendung des Apparates.

Jahrgang	Durchlaufene Werst à 1/7 d. Meile	Holzverbrauch sämmtlicher Locomotiven in Faden à 64 1/4 Cubikfuß	Durchschnittlicher Holzverbrauch pro Werst in Cubikfußen
1857	38484	1777 1/4	2,21
1858	98690	3364 1/2	
1859	131054	4321	
1860	25208	946	
	293336	10408 3/4	

b) Mit Anwendung des Apparates.

Jahrgang	Durchlaufene Werst à 1/7 d. Meile	Holzverbrauch sämmtlicher Locomotiven in Faden à 64 1/4 Cubikfuß	Durchschnittlicher Holzverbrauch pro Werst in Cubikfußen
1860	120036	3422	1,80
1861	141785	3943	
	261821	7365	

Sämmtliche Locomotiven der Peterhofer Eisenbahn, haben nach letzterer Zusammenstellung mit Anwendung des Apparates in den Jahrgängen 1860 und 1861 bei jeder durchlaufenen Werst eine Oekonomie von 0,41 Cubikfuß, und bei dem ganzen durchlaufenen Weg von 261821 Werst eine Ersparniß von 107346 Cubikfuß = 1670 Faden, im Geldbetrage von 4676 Rubel Silber gemacht, welches 18 Proc. gleichkommt.

Beim Gange der Maschinen haben sich seit Anwendung des Apparates keine Anstände erhoben, auch sind keine Störungen im Betriebe vorgekommen. Außer den ökonomischen Vortheilen sind noch andere Vortheile mehr technischer Art erlangt worden.

Der Apparat kostete incl. Montirung für eine Maschine durchschnittlich 50 Rubel, welche Ausgabe sich in kurzer Zeit bezahlt machte.

Beschreibung des Apparates und seiner Wirkung.

Das in der Rauchkammer befindliche Rohr a, Tafel 13, Figur 1, kann mittelst gewöhnlichem Blasrohrhebelwerkes auf und ab bewegt werden.*) Beim Anheizen der Maschine ziehen Feuer und Rauch auf dem kürzesten Wege nur durch das obere cylindrische Kaminrohr. Sobald aber die Maschine im Gange ist, und der ausströmende verbrauchte Dampf in dem unteren Rohre a das Vacuum erzeugt, so tritt, wenn dieses Rohr gehoben wird, der ganze Feuerzug augenblicklich von unten in dasselbe ein. Die Dampfausströmung bringt im oberen Rohr ebenfalls ein, wenngleich schwächeres, Vacuum hervor. Die mit Vehemenz aufsteigende Rauchsäule wird durch die, an dem oberen Theile des Apparates angebrachten Schaufeln in eine drehende Bewegung versetzt. Der Schirm des Apparates führt die, noch etwa in der Rauchsäule befindlichen Kohlenstückchen und Funken abwärts. Diese durch die Krümmung der vom Centrum ausgehenden Schaufeln erlangte rotirende Bewegung der Rauchsäule beschleunigt die Abzugsgeschwindigkeit derselben aus dem Kamin und vermehrt mit den Zug des Feuers.

Da der Zug durch Anwendung des Apparates in den unteren Siederöhren bedeutend verstärkt wird, so ist auch die Dampferzeugung im unteren Theile des Kessels vermehrt, welches zur Schonung der oberen Siederohrreihen wesentlich beiträgt. Die Oeffnung für die Ausströmung des verbrauchten Dampfes kann vergrößert werden, wodurch der Gegendruck auf die Kolben sich vermindert.

*) Oder auch nur der untere Ring desselben, Fig. 4, was dasselbe bewirkt.

Der Funkenauswurf, sowie die Kohlenanhäufung in der Rauchkammer sind bei richtiger Construction ganz beseitigt.

In den Figuren 2 und 3 sind die Abänderungen der Peterhofer Maschinen, behufs Applicirung des Apparates, durch die nach unten führenden Dampfausgangsröhren k' und k'' angegeben. Die nach oben führenden Röhren m' und m'' mit beweglichem Conus sind cassirt.

Da die Stelle des Ausgangsrohres an der oberen Seite des Schieberkastens nicht die günstigste ist, so wurde bei den für die Fortsetzung der Bahn nach Oranienbaum noch benöthigten Locomotiven eine bezügliche Abänderung der Cylinder bestimmt, nach welcher, wie in Fig. 4 ersichtlich, der Dampf an der unteren Seite des Schieberkastens austritt.

Es steht zu hoffen, daß dieser einfache aber zweckmäßige Apparat, sich bald Bahn brechen, und die allgemeine Beachtung der Techniker, sowie der Eisenbahnverwaltungen auf sich lenken werde.

Die Sicherheit der Eisenbahnwagenaxen auf den Sächs. Westlichen Staats-Eisenbahnen.

In einer bei Vieweg in Braunschweig erschienenen Broschüre „Ueber die rationelle Form der Eisenbahnwagenaxen, von Prof. Scheffler" sind die Gesetze mit Klarheit und Schärfe entwickelt, nach welchen sich die Form einer Eisenbahnwagenaxe von überall gleicher Widerstandsfähigkeit bestimmen läßt.

Herr Baurath Dr. Scheffler berechnet nun nach diesen Gesetzen in seiner bei Leske in Darmstadt erschienenen Broschüre: „Ueber die Festigkeit der Axen der Eisenbahn-Fahrzeuge" die auf den preußischen Bahnen zur Zeit noch gangbaren Sorten von Eisenbahnwagenaxen hinsichtlich ihrer Festigkeit und ihres Sicherheitsgrades, den sie bieten, und hat gefunden, daß die gegenwärtigen Hauptdimensionen die Sicherheit des jetzigen Eisenbahntransportes nicht genügend garantirt erscheinen lassen.

Herr Scheffler stützt seine Behauptung der Unzulänglichkeit der jetzigen Axendimensionen (von $4\frac{1}{2}$" und $5\frac{1}{2}$" engl. im Schafte) darauf, daß er für die obigen Axen einen Sicherheitsgrad von 2,8, resp. einen solchen zu 3 gefunden habe und zwar in beiden Fällen an dem gefährlichsten Querschnitt der Axe, d. i. dicht hinter der Nabe.

Wenn nun die Axen der Sächs. Westl. Staatseisenbahnen im Durchmesser des Schaftes, d. i. an dem in der Radnabe sich befindenden Theile, noch nicht einmal die Stärke der von Herrn Scheffler berechneten Axen erreichen, indem die schwächsten neueren Axen hier 4" engl., die stärksten $4\frac{7}{8}$" engl. in der Nabe Durchmesser haben, erstere zu 8410, letztere zu 14650 Zollpfund Belastung pro Axe, (wobei das Gewicht der Axe selbst mit eingerechnet ist), während die Belastung der von Herrn Scheffler berechneten der auf den Sächs. Westl. Bahnen vorkommenden sehr nahe kommt, so war der Schluß zu machen, daß die sich für die Letzteren berechnende Sicherheit noch nicht einmal eine 2,8 oder 3fache sein konnte.

Berechnet man nämlich den Sicherheitsgrad nach Scheffler, so findet man in der That nur 2,4 bez. 2,5 für die beiden Axengattungen der Sächs. Westl. Staatsbahnen.

Dieses Ergebniß nun ward Veranlassung, eine möglichst genaue Untersuchung jener Kräfte anzustellen — und zwar unter Berücksichtigung verschiedener Geschwindigkeiten — die auf Bruch der Axen einwirken.

Es sind dies bekanntlich

1) die Vertical- und
2) die Horizontalstöße,

erstere diejenigen, welche die Vergrößerung des Zapfendrucks entweder ohne oder mit Einwirkung einer Horizontalkraft hervorbringen und nach den von v. Weber angestellten Versuchen 50 Proc. des normalen Zapfendrucks betragen sollen, letztere dagegen solche, welche am Spurkranz des Rades in horizontaler Richtung auf Bruch der Axe einwirken. Die Horizontalkraft findet sich aus der Biegung, welche die Axe während der Fahrt erlitten hat, und welche durch einen Zeigerapparat markirt wurde, so, daß nachträglich die Kraft S, mit welcher die Räder am Spurkranz während der Fahrt zusammengedrückt wurden, gemessen werden konnte. Diese Pressung S hat Wöhler zu 67 Proc. von der Totalbelastung pro Axe gefunden (ihr eigenes Gewicht mitgerech-

net) oder zu 75 Proc. von der Bruttobelastung, daher zu 150 Proc. von der normalen Belastung pro Axschenkel.

Diese Angaben von v. Weber und Wöhler sind vom Baurath Dr. Scheffler bei seiner Berechnung zu Grunde gelegt worden.

Aus nachstehenden Tabellen über Versuche, die mit möglichster Sorgfalt ausgeführt wurden, ergiebt sich jedoch, daß die gesammten Vertical- und Horizontalpressungen obige Höhe durchaus nicht erreichen, daß vielmehr die Ersteren im maximo 46 Proc., die Letzteren 134 Proc. des normalen Zapfendrucks betragen.

Hierbei ist die größte Fahrgeschwindigkeit vorausgesetzt.

Selbstverständlich ist bei der nachstehenden Berechnung des Sicherheitsgrades der verschiedenen Axsorten der Maximalwerth der in den entsprechenden Tabellen sich vorfindenden Werthe für die gesammten Vertical- und Horizontalpressungen zu Grunde gelegt.

Da selbst bei sorgfältiger gleichmäßiger Vertheilung der Last auf dem Wagen die Axschenkel doch nicht gleichmäßig belastet werden, wie aus den Tabellen deutlich hervorgeht, so ist stets der am stärksten belastete Axschenkel mit dem größten verticalen Zapfendruck zu der normalen Zapfenbelastung ins Verhältniß gestellt worden, um für die ungünstigsten Fälle gerüstet zu sein.

Die größten während der Fahrt am Radumfange vorkommenden Tangentialkräfte, welche die Axe auf Torsion in Anspruch nehmen, sind, wie es auch von Scheffler geschehen ist, hier außer Acht gelassen, da die durch Torsion erzeugten Spannungen gegen die Biegungsspannungen sehr gering sind, wie auch Wöhler nachgewiesen hat.

Tabelle I.

Offener Wagen zu einfacher Ladung von 100 Ctr.

Axenstärke 4″ engl. in der Nabe oder im Schaft.

Nummer der Feder	Pfeilhöhe der Feder im beladenen ruhigen Zustand in Millimetern	Entsprechende Belastung des Axschenkels in Zollcentnern	Maximaldurchbiegung der Feder während der Fahrt in Millimetern	Diff.	Mehrbelastung des Axschenkels in verticaler Richtung in Zollcentnern	Nachträglich am Spurkranz des Rades gemessener Horizontaldruck S: b. Stillstand des Wagens in Zollcentn.	während der Fahrt in Zollcentnern	Maximalgeschwindigkeit in Meilen pro Stunde	Bemerkungen.
1	77	33,96	68	9	7,02				
2	70	37,24	66	4	3,20		42,00	4,12	Hinfahrt (Güterzug)
3	76	34,51	70	6	4,80				
4	76	34,51	70	6	4,68				
1	77	33,96	67	10	7,80				
2	70	37,24	63	7	5,60		42,00	5,8	Rückfahrt (Güterzug)
3	76	34,51	68	8	6,40				
4	76	34,51	65	11	8,58	25,25			
1	77	33,96	65	12	9,36				
2	70	37,24	64	6	4,80		44,00	7,4	Hinfahrt (Postzug)
3	76	34,51	68	8	6,40				
4	76	34,51	64	12	9,36				
1	77	33,96	65	12	9,36				
2	70	37,24	59	11	8,80		45,00	7,72	Rückfahrt (Postzug)
3	76	34,51	61	15	10,14				
4	76	34,51	59	17	13,14				

Normaler Zapfendruck bei gleichmäßig vertheilter Last

$P = 35{,}05$ Ctr.

$4P = 140{,}22$ „

Maximalzapfendruck während der Fahrt unter den ungünstigsten Verhältnissen $P_1 = 1{,}42\ P$.

Nachträglich gemessenes größtes Biegungsmoment M für den gefährlichsten Querschnitt

$M = Sr = 1{,}309 \cdot P \cdot 19{,}25'' = 25{,}19 \cdot P$ Zollcentner.

r = Halbmesser des Rades.

Tabelle II.

Bedeckter Wagen zu einfacher Ladung von 100 Ctr.

Arenstärke in der Nabe 4¼″ engl.

Nummer der Feder	Pfeilhöhe der Feder im beladenen ruhigen Zustande in Millimetern	Entsprechende Belastung des Arschenkels in Zollcentnern	Maximaldurchbiegung der Feder während der Fahrt in Millimetern	Diff.	Mehrbelastung des Arschenkels in verticaler Richtung in Zollcentnern	Nachträglich am Spurkranz des Rades gemessener Horizontaldruck S b. Stillstand d. belad. Wagens in Zollcentnern	während der Fahrt in Zollcentnern	Maximalgeschwindigkeit in Meilen pro Stunde	Bemerkungen.
1	73	42,44	61	12	8,64				
2	72	42,96	61	11	7,92		47,00	4,8	Hinfahrt (Güterzug)
3	83	37,36	70	13	9,36				
4	74	41,85	66	8	5,76				
1	73	42,44	61	12	8,64				
2	72	42,96	61	11	7,92		46,50	4,8	Rückfahrt (Güterzug)
3	83	37,36	71	12	8,64				
4	84	41,85	74,5	9,5	6,84	26,37			
1	73	42,44	60	13	9,36				
2	72	42,96	55	17	13,08		49,50	8,44	Hinfahrt (Postzug)
3	83	37,36	72	11	7,92				
4	74	41,85	63	11	7,92				
1	73	42,44	59	14	10,08				
2	72	47,96	58	14	10,08		48,25	7,4	Rückfahrt (Postzug)
3	83	37,36	70	13	9,36				
4	84	41,85	72	12	8,64				

Normaler Zapfendruck bei gleichmäßig vertheilter Last

$P = 41{,}15$ Ctr.

$4P = 164{,}61$ „

Maximalzapfendruck während der Fahrt unter den ungünstigsten Umständen $P_1 = 1{,}33 \cdot P.$

Nachträglich gemessenes größtes Biegungsmoment M für den gefährlichsten Querschnitt

$M = Sr = 1{,}203 \cdot P. \; 19{,}25'' = 23{,}157 \cdot P.$ Zollctr.

$r =$ Halbmesser des Rades.

Tabelle III.

Offener Wagen zu doppelter Ladung von 200 Ctr.

Gußstahlaxe von Krupp.

Arenstärke 4⅛″ engl. in der Nabe oder im Schaft.

Nummer der Feder	Pfeilhöhe der Feder im beladenen ruhigen Zustande in Millimetern	Entsprechende Belastung des Arschenkels in Zollcentnern	Maximaldurchbiegung der Federn während der Fahrt in Millimetern	Diff.	Mehrbelastung des Arschenkels in verticaler Richtung in Zollcentnern	Nachträglich am Spurkranz des Rades gemessener Horizontaldruck b. Stillstand d. belad. Wagens in Zollcentnern	während der Fahrt in Zollcentnern	Maximalgeschwindigkeit in Meilen pro Stunde	Bemerkungen
1	37	68,30	32	5	12,80				
2	41	61,80	34	7	17,82		77,50	4,4	Hinfahrt (Güterzug)
3	38	66,70	32	6	11,20				
4	41	61,80	39	2	11,34				
1	37	68,30	31	6	16,00				
2	41	61,80	33,5	7,5	16,20		79,00	4,68	Rückfahrt (Güterzug)
3	38	66,70	31	7	15,20				
4	41	61,80	37	4	12,96	22,50			
1	37	68,30	25	12	19,20				
2	41	61,80	29	12	19,44		84,00	8,03	Hinfahrt (Postzug)
3	38	66,70	27	11	17,60				
4	41	61,80	30	11	17,82				
1	37	68,30	24	13	20,80				
2	41	61,80	30	11	17,82		86,00	8,91	Rückfahrt (Postzug)
3	38	66,70	26	12	19,20				
4	41	61,80	26.	15	24,44				

Normaler Zapfendruck bei gleichmäßig vertheilter Last
P = 64,65 Ctr.
4 P = 258,60 „

Maximalzapfendruck während der Fahrt unter den ungünstigsten Verhältnissen $P_1 = 1{,}430 \cdot P.$

Nachträglich gemessenes größtes Biegungsmoment für den gefährlichsten Querschnitt
$M = Sr = 1{,}33 \cdot P. \, 19{,}25'' = 26{,}27 \cdot P.$ Zollctr.
r = Halbmesser des Rades.

Tabelle IV.

Offener Wagen zu doppelter Ladung von 200 Ctr.

Axenstärke $4^7/_8''$ engl. in der Nabe.

Nummer der Feder	Pfeilhöhe der Feder im beladenen ruhigen Zustande in Millimetern	Entsprechende Belastung des Arschenkels in Zollcentnern	Maximaldurchbiegung der Feder während der Fahrt in Millimetern	Diff.	Mehrbelastung des Arschenkels in verticaler Richtung in Zollcentnern	Nachträglich am Spurkranz des Rades gemessene Horizontalkraft S: beim Stillstand des Wagens in Zollcentnern	während der Fahrt in Zollcentnern	Maximalgeschwindigkeit in Meilen pro Stunde	Bemerkungen.
1	31	70,88	26	5	8,20		78,00	5,02	Hinfahrt (Güterzug)
2	40	54,99	33	7	11,20				
3	33	66,66	27	6	10,44				
4	35	62,81	33	2	3,14				
1	31	70,88	25	6	9,84		82,00	5,8	Rückfahrt (Güterzug)
2	40	54,99	32,5	7,5	12,00				
3	33	66,66	26	7	12,18				
4	35	62,81	31	4	6,28	31,00			
1	31	70,88	26	5	8,20		86,00	8,1	Hinfahrt (Postzug)
2	40	54,99	31	9	14,40				
3	33	66,66	25	8	13,92				
4	35	62,81	27	8	12,56				
1	31	70,88	17	14	22,40		86,00	8,5	Rückfahrt (Postzug)
2	40	54,99	31	9	14,76				
3	33	66,66	24	9	14,76				
4	35	62,81	28	7	10,99				

Normaler Zapfendruck bei gleichmäßig vertheilter Last
P = 63,84 Ctr.
4 P = 255,84 „

Maximalzapfendruck während der Fahrt unter den ungünstigsten Verhältnissen $P_1 = 1{,}46 \cdot P.$

Nachträglich gemessenes größtes Biegungsmoment für den gefährlichsten Querschnitt
$M = Sr = 1{,}347 \cdot P. \, 19{,}25'' = 25{,}795 \cdot P.$
r = Halbmesser des Rades.

Zur Berechnung des Sicherheitsgrades der Axen sind zunächst die Biegungsmomente für die einzelnen Querschnitte der Axe zu wissen nothwendig.

Nach den vom Prof. Scheffler aufgestellten allgemeinen Gleichungen sind dieselben

für den Querschnitt hinter der Nabe des Rades A:

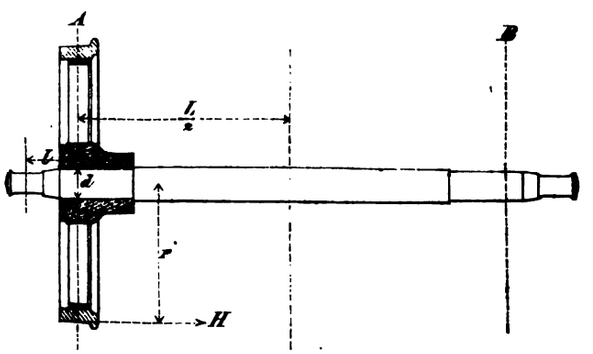
$$1) \quad M = (P - p)\, l + (q - p)\, m,$$

für den Mittelquerschnitt der Axe:

$$2) \quad M_1 = (P - p)\, l + (q - p)\, \frac{L}{2},$$

für den Querschnitt hinter der Nabe des Rades B:

$$3) \quad M_2 = (P - p)\, l + (q - p)\, (L - m).$$



Hierbei bezeichnet:

P den normalen Zapfendruck,

p die Vermehrung des Zapfendruckes in Folge der Seitenschwankungen des beladenen Wagens (um denselben Zapfendruck wird der andere Arschenkel entlastet),

q die Vermehrung des Druckes, welchen das Rad auf die Schiene ausübt in Folge der Schwankungen des beladenen Wagens incl. Axen und Räder,

und zwar ist

$$4)\quad p = \frac{H_1 h_2}{L + 2l'}$$

$$5)\quad q = \frac{Hr + H_1 h_1}{L}.$$

Hierin bezeichnet

h_1 den Abstand des Schwerpunkts des beladenen Wagens vom Armittel,

H_1 die durch Schwankungen horizontal wirkende Kraft von dem Gewicht des beladenen, auf den Arschenkeln ruhenden Wagenkastens im Schwerpunkt desselben angreifend,

H den Druck, welchen der Wagen incl. Axen durch die Schwankungen horizontal wirkend und im Schwerpunkte des totalen Wagengewichtes angreifend erzeugt. — Dieselbe Kraft wirkt auch am Radflansch im Schienenniveau in entgegengesetzter Richtung.

Daß sich die beiden Kräfte H und H_1 zu einander verhalten müssen, wie das Gewicht des beladenen Wagens incl. Axe zu dem ohne Axe liegt auf der Hand;

r den Halbmesser des Rades,

L die Entfernung der Schienenmittel von einander, oder richtiger der Ebenen, die durch die Laufkränze der Räder gehen,

l die Entfernung dieser Ebenen von der Arschenkelmitte,

m die Entfernung einer dieser Ebenen von der nächsten Innenkante der Nabe.

a.

Offener Wagen zu einfacher Ladung von 100 Ctr.

Es ist zunächst zu ermitteln, wie groß die am Spurkranz wirkende Horizontalkraft H im Verhältniß zu der normalen Zapfenbelastung P ist.

Setzt man dieses Verhältniß α, so besteht die Relation

$$H = \alpha . P.$$

Das Biegungsmoment des am stärksten in Anspruch genommenen Axenquerschnittes ist nach Gleichung 3

$$M_2 = (P - p)\, l + (q - p)\,(L - m),$$

oder wenn man die Werthe für p und q substituirt:

$$M_2 = P . l + Hr . \frac{L - m}{L} + H_1 h_1 \frac{l\,(L - 2m)}{L\,(L + 2l)}.$$

Dieses Moment M_2 ist aber laut Tabelle I:

$$M_2 = 8r = 1{,}809 . P . 19{,}25'' = 25{,}19 . P,$$

ferner ist $H_1 = 0{,}833 . \alpha P$

$h_1 = 36''$
$L = 57''$
$m = 7{,}125''$
$l = 7''$
} engl. Maaß

$P = 35{,}05$ Ctr.

Substituirt man diese Werthe, so ergiebt sich:

$$25{,}19 . P. = P\,(7 + 16{,}843 . \alpha + 2{,}216\,\alpha).$$

Hieraus findet sich aber sofort der Werth von α zu

$$\alpha = 0{,}95$$

und die gesuchte Horizontalkraft

$$H = \alpha . P = 0{,}95 . 35{,}05 = 33{,}29 \text{ Ctr.}$$

Führt man diese Werthe in die Gleichungen 4 und 5 ein, so ergiebt sich die Zunahme des verticalen Zapfendrucks zu

$$p = \frac{1099{,}4}{71}. = 14{,}06 \text{ Ctr.}$$

$$q = \frac{1639{,}08}{57} = 28{,}75 \text{ „}$$

Es sind nun für die Biegungsmomente, Gleichungen 1, 2 und 3, alle Größen bekannt und man hat also:

$$M = 251{,}52$$
$$M_1 = 565{,}5$$
$$M_2 = 878{,}5$$

Der Querschnitt der Axe dicht hinter der Nabe ist also am stärksten beansprucht und die Pressungen nehmen nach der anderen Nabe zu immer ab.

Die Stärke des dem größten der obigen Momente $M_2 = 878{,}5$ entsprechenden Querschnittes, oder der Durchmesser d desselben findet sich, wenn man dieses Moment gleich setzt dem Bruchmomente.

Letzteres ist aber bekanntlich für cylindrischen Querschnitt

$$\frac{d^3 \pi}{32} . K,$$

wenn K den Festigkeitscoefficient zu

57000 Pfd. pro Quadr.-Zoll engl. = 570 Ctr.

bezeichnet. Bei einem Sicherheitsgrad von n ist daher allgemein

$$6)\quad M_2 = \frac{d^3 \pi}{32} \cdot \frac{K}{n},$$

oder der Sicherheitsgrad

$$n = \frac{d^3 \pi}{32} \cdot \frac{K}{M_2}.$$

Im vorliegenden Falle ist

$$d = 4'' \text{ engl., daher}$$

$$n = \frac{64 . 3{,}141}{32} \cdot \frac{570}{878}, \text{ oder}$$

$$n = 4{,}1 \text{fache Sicherheit}$$

hinter der Nabe und zwar bei den ungünstigsten Verhältnissen.

b.

Bedeckter Wagen zu einfacher Ladung von 100 Ctr. Dieselben Bezeichnungen, wie im vorhergehenden Falle, gelten auch hier, sowie auch in den nachstehenden beiden Fällen.

$H = \alpha . P.$

$H_1 = 0{,}808 . \alpha P$

h_1 der Abstand des Schwerpunktes des beladenen Wagenkastens über der Mitte der Axe = 46″ engl.

$L = 57''$ engl.

$l = 7''$ engl.
$m = 7\frac{1}{8}''$ „
$P = 41{,}15$ Ctr.
$M = Sr = 1{,}203 \,.\, P \,.\, 19{,}25''$ (s. Tab. II.), also
$M = Sr = 23{,}157 \,.\, P.$

Substituirt man vorstehende Werthe in die bekannte Gleichung

$$M = P \,.\, l + Hr \,.\, \frac{L - m}{L} + H_1 h_1 \frac{l\,(L - 2m)}{L\,(L + 2m)}$$

und reducirt auf H, so findet sich

$H = 0{,}82 \,.\, P$, daher
$H_1 = 0{,}808 \,.\, H = 0{,}808 : 0{,}82 : 41{,}15 = 27{,}27$ Ctr.
$H_1 h_1 = 1254{,}42$
$Hr = 649{,}68$

$$p = \frac{H_1 h_1}{L + 2l} = 17{,}66 \text{ Ctr.}$$

$$q = \frac{Hr + H_1 h_1}{L} = 33{,}405 \text{ Ctr.}$$

Man erhält nun die Biegungsmomente durch Substitution der Werthe in die Gleichungen unter 1, 2 und 3.

$M = 276{,}49$ (Querschnitt hinter der einen Nabe).
$M_1 = 613{,}00$ (Querschnitt in der Mitte der Are).
$M_2 = 949{,}38$ (Querschnitt hinter der anderen Nabe).

Letzterer Querschnitt ist wieder der gefährlichste und es findet sich für diese Arensorte mit dem Durchmesser $d = 4{,}25''$ engl. in der Nabe, der Sicherheitsgrad

$$n = \frac{d^3 \pi}{32} \cdot \frac{K}{M_2} = \frac{(4{,}25)^3 \,.\, 3{,}141}{32} \cdot \frac{570}{949{,}38}$$

oder $n = 4{,}77$ fach
hinter der Nabe und zwar wieder unter den ungünstigsten Verhältnissen.

c.

Offener Wagen zu doppelter Ladung von 200 Ctr. mit Gußstahlaren von $4\frac{1}{8}''$ engl. in der Nabe.

$r = 19{,}25$
$M = Sr = 1{,}37 \,.\, P \,.\, 19{,}25'' = 26{,}37 \,.\, P.$ (s. Tab. III.)
$H = \alpha \,.\, P.$
$H_1 = 0{,}889 \,.\, \alpha \,.\, P.$
$h_1 =$ Schwerpunkt des Wagenkastens über dem Armittel $= 38''$ engl.
$L = 57''$ engl.
$l = 8{,}625''$ „
$m = 8{,}625''$ „
$P = 64{,}65$ Ctr.; dann findet sich
$\alpha = 0{,}931$ und $H = 0{,}931 \,.\, 64{,}65.$
$H = 60{,}19$ Ctr.
$H_1 = 53{,}50$ „
$h = 27{,}38$ „
$q = 55{,}99$ „

daher die Biegungsmomente:

$M = 568{,}2$
$M_1 = 1136{,}7$
$M_2 = 1705{,}2,$

also der Sicherheitsgrad

$$n = \frac{d^3 \pi}{32} \cdot \frac{K}{M_2}.$$

Für K kann man nach Weisbach bei Gußstahl 114000 Pfd. pro Quadr.-Zoll engl. $= 1140$ Ctr. annehmen, daher

$$n = \frac{(4{,}125)^3 \,.\, 3{,}141}{32} \cdot \frac{1140}{1705{,}2}$$

oder $n = 4{,}6$ fache Sicherheit
hinter der Nabe unter den ungünstigsten Umständen.

d.

Offener Wagen zu doppelter Ladung von 200 Ctr Are $4\frac{7}{8}''$ engl. in der Nabe.

$r = 19{,}25''$ engl.
$M = Sr = 1{,}34 \,.\, 19{,}25 \,.\, P = 25{,}795 \,.\, P.$ (s. Tab. IV.)
$H = \alpha \,.\, P.$
$H_1 = 0{,}871 \,.\, \alpha \,.\, P.$
$h_1 =$ Schwerpunkt des beladenen Wagenkastens über dem Armittel $= 38''$ engl.
$L = 57''$ engl.
$l = 8{,}625''$ engl.
$m = 8{,}625''$ „ daher
$M = P \,.\, 25{,}795 = P\,(8{,}625 + 16{,}324 \,.\, \alpha + 2{,}68 \,.\, \alpha)$
$\alpha = 0{,}904$
$P = 63{,}84$ Ctr. (siehe Tab. IV.)
$H = 0{,}904 \,.\, P = 57{,}71$ Ctr.
$H_1 = 0{,}871 \,.\, 57{,}71 = 50{,}26$ Ctr.
$p = 25{,}7$ Ctr.
$q = 53$ „

daher die Biegungsmomente:

$M = 564{,}2$
$M_1 = 1106{,}9$
$M_2 = 1649{,}4$

Für den gefährlichsten Querschnitt M_2 hat man dann wieder den Sicherheitsgrad:

$$n = \frac{d^3 \pi}{32} \cdot \frac{K}{M_2} = \frac{(4\frac{7}{8})^3 \,.\, 3{,}141}{32} \cdot \frac{570}{1649{,}4}$$

$n = 4{,}14$ hinter der Nabe und unter den ungünstigsten Verhältnissen.

Die Ursache, warum die Sicherheit der vom Baurath Dr. Scheffler berechneten Eisenbahnwagenaren (selbst bei verhältnißmäßig starken Arendimensionen) eine so geringe ist, dürfte zunächst in der zu großen Annahme des Biegungsmomentes M (für den gefährlichsten Arenquerschnitt)

$$M = 1{,}4 \,.\, W$$

[hier bezeichnet W das Gewicht des einer Are entsprechenden Wagentheils incl. Are mit Rädern] (Gleichung 9, Seite 10 in Dr. Scheffler's Schrift) zu suchen sein.

Diese Gleichung resultirt aus der vorhergehenden

$$M = (1{,}474 - 0{,}286\ x)\ W$$

und zwar unter der Annahme für

$$x = 3'' = {}^1/_4 \text{ Fuß engl.}$$

d. h. die Entfernung der Verticalen durch das Schienenkopfmittel bis zum schwächsten Querschnitt dicht hinter der Nabe.

Diese Annahme $x = {}^1/_4$ Fuß wird sich jedoch schwerlich an in guter Construction ausgeführten Rädern finden lassen, wenigstens finden sich selbst an den schwächsten Axen der Sächs. Westlichen Staatsbahnen Naben, an welchen das x nicht unter $7{}^1/_8''$ engl. kommt, während bei den stärksten Axen diese Entfernung sogar $8{}^5/_8''$ engl. beträgt.

Nächstdem dürfte aber die Scheffler'sche Annahme (Gleichung 7, Seite 9), welche auf das Biegungsmoment M influirt, nämlich

$$P_1 = 1{,}7\ \frac{W_1}{2},$$

wonach also der von dem schwingenden Gewicht des Wagenkastens herrührende und durch den Horizontalschub mit bedingte vertikale Druck auf den Arschenkel 170 Procent von der auf dem Arschenkel ruhenden Last beim Stillstand des Wagens beträgt, zu hoch gegriffen sein.

In den Tabellen I bis mit IV findet sich z. B. der gesammte Verticaldruck auf den Arschenkel selbst bei der größten Fahrgeschwindingkeit nur gleich

146. Procent

von der auf dem Arschenkel ruhenden Last.

Obige Gleichung resultirt nämlich sofort aus der Gleichung unter 1, Seite 4:

$$P_1 = \left(\frac{\alpha}{2} + {}^5/_8\ \beta\right) W_1$$

für die von Scheffler berechneten Werthe $\alpha = 1$ und $\beta = 0{,}56$.

Hierin bezeichnet α das Verhältniß, in welchem der verticale Druck der Wagenmasse blos durch die verticalen Stöße vermehrt wird, und β das Verhältniß des durch die Seitenschwankungen erzeugten horizontalen Druckes zu dem schwingenden Gewichte, also

$$H_1 = \beta\ W_1.$$

Die Abhängigkeit der Werthe α und β giebt Scheffler (Gleichung 5, Seite 6) zu

$$\beta = 1{,}171\ \beta' - 0{,}252\ \alpha$$

und nimmt den Werth β' auf Grund der von Wöhler angestellten Versuche zu 67 Procent von dem einer Axe entsprechenden Theil des Wagengewichts incl. des Gewichts der Axe mit Rädern.

Wir haben auf Grund der in den vorstehenden Tabellen enthaltenen Werthe über die Kraft S, womit die Räder nachträglich zusammengezogen wurden, um eine nahezu eben solche Biegung der Axe zu erzielen, wie sie sich in Wirklichkeit zeigen muß, den Horizontalschub H berechnet, der in Folge des schwingenden Gewichts horizontal am Flansch des Rades und zwar im Schienen-Niveau wirkt, wodurch zugleich das Verhältniß dieses Schubes H zu dem normalen Zapfendruck P festgestellt werden konnte. Dieses Verhältniß, dasselbe, was Herr Baurath Dr. Scheffler mit $2\ \beta$ bezeichnet, ist von uns im Maximum zu 0,95 gefunden worden, während es dort zu $2.0{,}56 = 1{,}12$ gefunden wurde.

Hierauf fand sich nun weiter in unserer Rechnung der Werth p oder die Zunahme des verticalen Drucks.

Hätten wir uns in den durch das Instrument angezeigten Zeigerausschlägen erheblich getäuscht, so könnte auch nicht der hieraus entspringende Werth in Verbindung mit P

$$P_1 = P + p$$

jenen Werth geben, der durch directe Messung an der Einbiegung der Federn des Wagens beobachtet oder gefunden wurde. Die geringen Abweichungen hiervon sind wohl in der Ungenauigkeit oder Unvollkommenheit des Instruments zu suchen.

Durch Vorstehendes dürfte nun wohl klar erwiesen sein, daß es um die Sicherheit der Eisenbahnwagenaxen der Sächs. Westlichen Staatsbahnen nicht so schlimm aussieht, als man es nach Herrn Schefflers Angaben hätte glauben sollen, denn der Sicherheitsgrad ist beinahe um 82 Procent größer gefunden worden, als er erst zu sein schien, und daß der hier berechnete durchschnittliche Sicherheitsgrad von $4{}^1/_2$ für den Betrieb vollkommen ausreicht, beweist der Umstand, daß selbst von den theilweise noch im Betriebe befindlichen, nur $3{}^5/_8''$ in der Nabe starken Axen in einem Zeitraume von nunmehr 19 Jahren verhältnißmäßig nur sehr wenige gebrochen sind.

Berechnet man den Sicherheitsgrad einer $3{}^5/_8''$ engl. starken Axe und legt dabei dieselben Verhältnisse, wie sie bei den offenen Wagen mit 100 Centner Ladung gefunden wurden, zu Grunde, nur mit dem Unterschiede, daß dabei nur $6{}^5/_8''$ lange Naben, für welche dann $m = 3{}^5/_{16}''$ ist, angenommen werden, so findet sich der Sicherheitsgrad zu

$$n = 2{,}75,$$

während, wenn man die Scheffler'schen Coefficienten zu Grunde legt, ein Sicherheitsgrad von nur 1,02 zum Vorschein kommt.

Die auf der Sächsisch-Bayerschen Bahnlinie vom Beginn (1842) bis zum Jahre 1848 beschafften Axen hatten alle einen Durchmesser von nur $3{}^5/_8''$ in der Nabe und traten erst später die Stärken von $3{}^3/_4''$ und $4''$ ein. Obwohl nun bis jetzt sehr daran gearbeitet wurde, stärkere Axen einzuführen, und bereits über 1000 Axen von diesem geringen Durchmesser ausgewechselt worden sind, so befinden sich doch immer noch eine Anzahl im internen Betriebe,

welche indeß auch nunmehr bald ausgewechselt sein werden.

Es sind nun seit dem Jahre 1842 bis heute, also innerhalb 19 Jahren, im Ganzen auf der Sächsisch-Bayerschen und Obererzgebirg'schen Linie 39 Aren gebrochen. Unter diesen gebrochenen Aren befinden sich 22 Stück, welche sowohl des Materials, als auch der Construction wegen nicht mitzuzählen sein dürften, indem dieselben theilweise schon aus obigen Ursachen in dem ersten Betriebsjahr brachen und zu 200 Stück von England bezogenen Aren gehörten, welche schon in den nächsten Jahren gegen andere Aren ausgewechselt werden mußten.

Ferner befindet sich darunter eine Are, welche ohne Fehler bei einem Zusammenstoße zerbrach, so daß nach Abzug dieser 23 Aren 16 Aren als gebrochen verbleiben, welche sämmtlich $3^5/_8$", Stärke in der Nabe mit Nabenlängen von nur $6^5/_8$" hatten.

Davon brachen

im Jahre 1854 = 3 also nach 12 Betriebsjahren;
" " 1855 = 3 " " 13 "
" " 1856 = 1 " " 14 "
" " 1857 = 1 " " 15 "
" " 1858 = 3 " " 16 "
im Jahre 1859 = 3 also nach 17 Betriebsjahren;
" " 1860 = 2 " " 18 "
" " 1861 keine.

Es ist ferner nicht außer Acht zu lassen, daß die Belastung dieser Aren bis zu dem Jahre 1848 im Durchschnitt eine größere gewesen ist, als jetzt angenommen wurde, indem damals der Kohlentransport nur nach dem Raummaaße bei einer zu geringen Gewichtsannahme stattfand.

Waren nun die früher verwendeten Aren nicht von solch ausgezeichnetem Material, wie solches jetzt dazu genommen wird, und haben dieselben bereits unter ungünstigeren Umständen, als da sind weniger elastische Federn und theilweise größere Belastung, seit nunmehr 19 Jahren functionirt, so ist man in jedem Falle anzunehmen berechtigt, daß der Sicherheitsgrad der nunmehr 4", $4^1/_4$" und $4^7/_8$" starken Aren ein vollkommen genügender sei.

Was nun noch die Arenläufe anbelangt, so ist blos zu erwähnen, daß dieselben für 100 Centner Ladung bei einer Länge von 5" einen Durchmesser von $2^5/_8$" und für 200 Centner einen Durchmesser von 3" bei einer Länge von 6" haben und bis jetzt der Bruch eines Arenlaufes noch nicht vorgekommen ist.

Compendiöser Zirkel zum Zeichnen von Ellipsen, Parabeln und Hyperbeln,

construirt von

Richard Meyn, Polytechniker in Zürich.

(Hierzu Tafel 14.)

Das Princip, welches dieser Construction zu Grunde liegt, ist das bekannte der Kegelschnitte, wie solches schon anderweitig zu diesem Zwecke empfohlen worden ist, indem nämlich der zeichnende Stift den Mantel eines Kegels beschreibt und somit, je nach der Lage dieses umschriebenen Kegels gegen die Papierfläche, (je nachdem nämlich der Winkel, den die Kegelaxe mit der Papierfläche bildet, größer, gleich, oder kleiner ist als der Winkel der Kegelaxe mit einer Seitenkante desselben) die Ellipsen-, Parabel- oder Hyperbelspur auf dem Papier hinterläßt.

Die Construction dieses Zirkels ist nun der Art, daß sowohl die Neigung dieses umschriebenen Kegels gegen das Papier eine ganz beliebig zu bestimmende ist, als gleichfalls die Entfernung der Kegelspitze vom Papier und die Größe des Winkels der axial-durchschnitten gedachten Kegelspitze, mittelst welcher beliebigen Einstellungen alle nur möglichen, im Bereich der Zirkelgröße liegenden, ellipsoidischen, paraboloischen und hyperboloischen Curven gezeichnet werden können.

Die speciellere Construction dieses Zirkels ist die folgende. (Vergleiche Tafel 14.)

Der Zirkelschenkel A repräsentirt die Are des bezeichneten Kegels; dieser Schenkel A besteht aus der Schraubenstange a, die mit scharfem Mikrometergewinde versehen ist, dem Charnierstück b, in welches die Schraubenstange mit dem Gewinde c mittelst der Rändelung d eingeschroben wird und der stählern Spitze e, welche in das andere Ende der Schraubenstange eingeschroben ist. Dieser Schraubenschenkel A ist nun mittelst des bezeichneten Charniers b mit den beiden andern Zirkelschenkeln B und B′ (Fig. 5) vereinigt, die wiederum unter sich mittelst des Charniers f zusammen-

charnirt sind, und zwar ist das Charnier b vermittelst des eingeschliffenen, etwas konischen Stahlstiftes b' und der Spannschraube b'' mit dem Charnier f verbunden, so daß beide Schenkel B und B' um die Axe b' frei bewegt werden können, während sie gegenseitig wieder um das Charnier f drehbar sind. Die beiden Schenkel B und B' dienen nun dazu, dem Schraubenschenkel A, welcher die Axe des umschriebenen Kegels bilden soll, eine feste aber beliebige Stellung auf dem Zeichenblatte geben zu können.

Der weitere Mechanismus des Zirkels befindet sich auf dem Schraubenbein A. (Fig. 1 und 2). Zunächst läßt sich die messingne Mutter g auf- und abschrauben, diese kann alsdann in beliebiger Stellung durch die Contremutter g'' fest eingestellt werden. Um diese Mutter g dreht sich nun eine scharf aufgeschliffene messingne Hülse h, welche einerseits gegen den unteren Ansatz g' der Mutter g anstößt und andererseits sanft gegen diesen angedrückt werden kann mittelst der Mutter h', welche auf das am oberen Theile von g befindliche Gewinde geschroben ist; die Mutter h' hat einen etwas strengen Gang und wird soweit herabgeschroben, daß sich der Ring h leicht um die Mutter g bewegen kann, ohne aber Spielraum zu haben.

Mit dem Ringe h ist nun ferner, senkrecht zur Drehungsaxe desselben, der messingne Zapfen i verbunden; auf diesem befindet sich der Arm k (Fig. 2, 3) und das Stück l mit dem Quadranten m und der Hülse n. Der Arm k ist in paralleler Lage zum Schraubenbein A auf dem Zapfen i unbeweglich befestigt, während sich das Stück l auf dem Zapfen dreht; dieses Stück ist mittelst des Schlitz-Quadranten m und der Stellschraube k' mit dem Arm k verbunden und trägt die längere Hülse n, deren Bohrung eine senkrechte Richtung zur Axe des Zapfens i hat. Dieser Hülse n kann also durch veränderte Einstellung des Quadranten m eine beliebige Winkelstellung im Bereiche eines Viertelkreises gegen die Schraubenstange gegeben werden. In erstere ist nun die aus einer spröden und möglichst unelastischen Metallmischung hergestellte Stange C eingepaßt, welche sehr genau eingeschliffen ist und sich sehr leicht, schon durch ihr Gewicht, in derselben auf- und nieder bewegen läßt; dieselbe ist entweder von rundem Querschnitt und hat eine kleine Ruthe, durch die sie an einem Stift der Hülse n eine feste Führung erhält, oder sie ist auch vierkantig. An dem untern Ende dieser Stange C ist nun die Zeichenstift-Vorrichtung D (Fig. 1, 2 und 4) angebracht, derart, daß deren Stift oder Feder p genau soviel nach entgegengesetzter Seite der Stange C versetzt ist, als diese letztere von der Längenaxe des Schraubenschenkels A versetzt ist.

Es besteht daher die Vorrichtung D zunächst aus der Hülse q, mittelst der sie auf der Stange C steckt, und welche mit einer Stellschraube festgeklemmt wird, und dem daran befindlichen Armstücke r, welches an seinem andern Ende den Zeichenstift trägt, und welcher parallel dem Zapfen i ist.

Indem man nun den Stift p, nachdem das Segment m mit dem Arme k in einer festen Stellung verbunden ist, um den Schenkel A herumbewegt, so daß der Ring h um die Mutter g schleift, verändert sich fortwährend die Entfernung des Zeichenstiftes p von der Verbindung g ... h u. s. w., und es wird daher die Stange C in der Hülse n durch ihr Gewicht, wie durch die Führung der Hand beim Zeichnen abwärts gleiten, und somit der Stift p die Spur des von der Linie $p_1 e$ umschriebenen Kegels auf der Papierfläche beschreiben.

Da nun diese Linie $p_1 e$, besonders bei dem Beschreiben des vom Zirkel abgewandten Theiles der Curvenspur, eine, je nach Umständen, mehr oder weniger schräge Richtung annimmt, und also der Stift p_1, wenn derselbe ebenfalls in der Richtung $p_1 e$ angebracht ist, diese schräge Richtung theilen würde, dies aber besonders bei Anwendung einer Reißfeder Ungenauigkeit, resp. Unmöglichkeit des Zeichnens bewirken würde, so ist noch eine Bogenstellung E (Fig. 1, 2, 4) an dem Theile D angebracht, die diesem Uebelstande abhilft. Diese besteht aus dem Quadranten s, der den Punkt p_1 zum Centrum hat, und in dessen verticalem Schlitze sich das Stück tt' hin- und herschieben läßt, welches seinerseits durch eine Stellschraube u mittelst der oberen losen Backe t' beliebig festzustellen ist. In dem unteren Theil dieses Stükkes t sind zwei Muttergewinde nebeneinander eingeschnitten, in deren eines der Stift oder die Feder p eingeschroben und durch eine kleine Contremutter v genau so eingestellt wird, daß deren Spitze in das Centrum p_1 des Quadranten s fällt; der Quadrant s wird noch durch einen zweiten bogenförmigen Arm r' (Fig. 4) abgesteift.

Von den Stangen C sind am zweckmäßigsten zwei vorhanden, von denen die eine nur kurz ist und zum Zeichnen der kleineren Curven dient, während die andere, längere, zum Zeichnen der größeren Curven benutzt wird.

Was nun den Einstellungsmechanismus des Zirkels anlangt, so wird zunächst durch die veränderte Stellung der Mutter g, also durch Höher- oder Tieferstellen derselben auf dem Schraubenschenkel a, wenn nicht gleichzeitig eine andere Veränderung vorgenommen wird, lediglich die Größe der zu erhaltenden Zeichnungscurve bedingt, derart, daß alle erhaltenen Curven, bei denen nur die Höhe der Mutter g verändert ward, einander resp. ähnlich sind.

Wird dagegen gleichzeitig die Winkelstellung des Schenkels A gegen die Papierfläche, oder auch die Winkelstellung der Stange C gegen den Schenkel A verändert, so werden die Curven auch — abgesehen von ihrer Größe — in ihrer Form verändert, und zwar ist hier das Verhältniß des Winkels $\frac{1}{2}\beta$ zum Winkel δ (siehe Fig. 6, Taf. 14) das Bedingende derart, daß

wenn $\delta = 90^0$ ist, die Kreiscurve entsteht,

„ $\delta < 90^0$ und $> {}^1/_2\beta$ ist, die Ellipsencurve entsteht, deren Verhältniß der kleinen Axe zur großen bei der Abnahme von δ und bei der Zunahme von ${}^1/_2\beta$ abnimmt;

„ $\delta = {}^1/_2\beta$ ist, die Parabelcurve entsteht, die durch Veränderung der Winkel δ und ${}^1/_2\beta$ nur in der Größe, nicht in dem Verhältniß ihrer Dimensionen veränderbar ist; und wenn

$\delta < {}^1/_2\beta$ und $> 0^0$ ist, die Hyperbelcurve entsteht, deren Verhältniß der kleinen Axe zur großen beim Abnehmen von δ und beim Abnehmen von ${}^1/_2\beta$ ebenfalls abnimmt.

Bei der Einstellung des Zirkels selbst hat man zu beachten, daß die Spitze e des Schenkels A in die Hauptaxenlinie der zu beschreibenden Curve gestellt werden muß, und die beiden andern Schenkel B und B′ in eine solche Stellung zu dieser Axenlinie gebracht werden müssen, daß die Spitzenpunkte derselben mit der Spitze e ein gleichschenkliges Dreieck bilden, dessen Höhenlinie mit der Hauptaxenlinie der Curve zusammenfällt. Die weitere Einstellung des Zirkels geschieht dann leicht nach Maaßgabe der gegebenen Curvenstücke und nach obigen Andeutungen.

Sollte man noch ein nachträgliches Tiefereinsinken der Zirkelspitzen in's Papier oder Reißbrett fürchten, wodurch eine Ungenauigkeit der Curve entstehen würde, so könnte man diesem Uebelstande leicht durch Anbringung von Nadelfüßen an den Spitzen des Zirkels vorbeugen.

Für den Fall, daß man zeitweilig noch größere Curven zeichnen will, als sie durch die Zirkelgröße ermöglicht sind, ist der Zirkel so construirt, daß zwischen die Schenkel B und B′ die Verlängerungsstücke F (Fig. 5b) eingeschaltet werden können, und die Schraubenstange a durch eine entsprechende längere Schraubenstange a′ mit übereinstimmendem Gewinde ersetzt werden kann, welche letztere dann bei c in das Charnierstück b eingeschroben wird.

Sehr zweckmäßig kann man diesen Zirkel zugleich noch als Dreispitzzirkel verwenden, indem man dann nur noch eines dritten Spitzenschenkels G (Fig. 7) bedarf, den man beliebig statt des Schraubenschenkels a bei c in das Charnierstück b einschraubt, der aber dann gleiche Länge mit B und B′ haben muß.

Der ganze Zirkel läßt sich allseitig zusammenklappen, so daß er hierin nicht den Uebelstand der meisten Curvenzirkel theilt, sondern sich vielmehr in ein handliches Besteck einschließen läßt.

Beschreibung eines Universal-Kegelschnittzeichners.

Von

H. Seestern-Pauly, Polytechniker in Zürich.

(Hierzu Tafel 15.)

Die Verwandtschaft der Bildungsgesetze für die drei Kegelschnitte: Ellipse, Parabel und Hyperbel führte mich auf den Gedanken, mit Hülfe eines einzigen Instrumentes bei verschiedenen Aufstellungen desselben jene drei Curven mechanisch zu zeichnen.

Das Verständniß der Construction bildet sich am einfachsten, wenn wir die drei Kegelschnitte als Bahnen betrachten, welche von einem, nach bestimmten Gesetzen sich bewegenden Punkte beschrieben werden; denn in der That wird der zeichnende Stift durch den geometrischen Zusammenhang des Instrumentes genöthigt, sich nach eben diesen Gesetzen zu bewegen.

Jene bekannten Bewegungsgesetze lauten folgendermaßen:

1) Für die Ellipse:

Die Ellipse ist die Bahn eines Punktes C, der sich so bewegt, daß die Summe $x + y$ seiner Entfernungen CF_1 und CF von zwei fest liegenden Punkten F und F_1 constant bleibt (Fig. A, Tafel 15).

2) Für die Hyperbel:

Die Hyperbel ist die Bahn eines Punktes C, der sich so bewegt, daß die Differenz $x—y$ seiner Entfernungen CF_1 und CF von zwei fest liegenden Punkten F_1 und F constant bleibt (Fig. B).

3) Für die Parabel:

Die Parabel ist die Bahn eines Punktes C, der sich so bewegt, daß seine Entfernung CF von einem festliegen-

den Punkt F stets gleich ist seinem Normalabstand CD von einer festliegenden Graden MN.

Auf vorstehende Gesetze gestützt construirt man nach dem gewöhnlichen Verfahren mehrere auf einander folgende Punkte jener Curven und verbindet diese durch einen continuirlichen Strich. Und so ergeben sich die Elipsenpunkte auf constructivem Wege folgendermaßen:

Von einem der beiden gegebenen festen Punkte z. B. von F_1 aus (Fig. A) ziehen wir in beliebiger Richtung eine Gerade F_1D und machen die Entfernung F_1D gleich der gegebenen constanten Summe $c = x + y$. Darauf verbinden wir D mit F durch eine Gerade und errichten in dem Halbirungspunkt von DF eine Normale zu DF. Den Schnittpunkt C zwischen dieser Normalen und der Geraden F_1D verbinden wir mit F, wodurch das gleichschenklige Dreieck FCD entsteht. Da nun $CF + CF_1 = CF_1 + CD = F_1D = c$ ist, so muß C einer von den zu construirenden Ellipsenpunkten sein.

Die Hyperbelpunkte ergeben sich auf analoge Weise:

Man macht F_1D (Fig. B) gleich der gegebenen Differenz $x—y$ verbindet D mit F und errichtet im Halbirungspunkte von DF eine Normale zu DF. Der Schnittpunkt C zwischen dieser Normalen und der Verlängerung von F_1D ist einer der gesuchten Hyperbelpunkte.

Die Construction der Parabelpunkte endlich ist folgende:

In einem Punkte D der festen Graden MN (Fig. C) errichtet man eine Normale zu MN. Ebenso wird im Halbirungspunkte zwischen D und dem festliegenden Punkte F eine Normale errichtet. Der Schnittpunkt C dieser beiden Normalen ist einer der gesuchten Parabelpunkte.

Demnach ist es Aufgabe eines Kegelschnittzeichners, dem ich, wie es gewöhnlich geschieht, den griechisch gebildeten Namen Konotomograph geben werde, jene drei Constructionen für alle auf einander folgenden Curvenpunkte auszuführen und die Gesammtheit dieser Punkte durch einen continuirlichen Strich darzustellen. Dieser Aufgabe genügt der durch die beifolgende Zeichnung in $^3/_4$ der natürlichen Größe dargestellte Konotomograph. (Siehe Tafel 15.)

Aufstellung des Konotomographen zum Zeichnen der Ellipse. — Fig. 1 zeigt das Instrument in seiner Aufstellung zum Zeichnen der Ellipse und zwar im Grundriß. Figur 2 ist ein Durchschnitt, genommen nach 1—2 in Fig. 1.

Die durch eine Doppelstange verkörperte, durch den Punkt C gehende Diagonale des von gleichen Seiten gebildeten Parallelogramms halbirt die andere Diagonale FD unter einem rechten Winkel. Die Verbindungsgrade FC ist durch eine einfache prismatische, um den Stift F_1 drehbare Stange verkörpert, welche mit einem Längsausschnitt versehen ist. In diesem Ausschnitt bewegt sich die zum Aufnehmen des Zeichenstiftes bestimmte Hülse w, welche mit ihrem oberen Ende in einem auf der unteren Doppelstange beweglichen Schlitten T festgelöthet ist. Es befindet sich also der Zeichenstift stets im Schnittpunkt der Geraden F_1D und der Doppelstange. Fig. 3 stellt die einfache Stange im Durchschnitt nach 5—6 in Fig. 1 dar.

Der Eckpunkt D des Parallelogramms steht durch einen horizontalen Arm und eine verticale Säule mit einem auf der einfachen Stange beweglichen Schlitten P in fester Verbindung und kann über jedem beliebigen Punkte der Stangenmittellinie mittelst einer Klemmschraube festgestellt werden. Die auf einem Messingstück festgeschraubte einfache Stange dreht sich mit demselben um eine im Punkte F_1 auf die Zeichenebene geheftete Scheibe. Der dem Eckpunkt D gegenüberliegende Eckpunkt des Parallelogramms wird durch den in Fig. 2 im Durchschnitt gezeichneten Arm R, der auf einem Gewicht festgeschraubt ist, in eine feste Lage gebracht.

Indem nun die einfache Stange um den Punkt F_1 herumgedreht wird, beschreibt der Schnittpunkt zwischen der einfachen und der Doppelstange eine Ellipse. (Fig. 1a.)

Wie oben erwähnt ist, befindet sich die Spitze des Zeichenstiftes in jenem die Curve beschreibenden Schnittpunkte; der Zeichenstift bewegt sich demnach in der augenblicklichen Richtung der Curventangente, welche stets mit der Mittellinie der Doppelstange zusammenfällt. Giebt man daher der Reißfeder eine solche Führung, daß sie sich in ihrer Hülse nur vertical verschieben, nicht drehen kann, sondern stets die zur Doppelstange parallele Lage beibehalten muß, so wird man die Möglichkeit erkennen, direct in Tusche die Ellipse zeichnen zu können.

Um die Reißfeder herum legt sich eine Spiralfeder v, durch deren Druck die zeichnende Spitze in gleichmäßiger Berührung mit dem Papier erhalten wird. Soll die Feder nicht zeichnen, so schiebt man dieselbe in der Hülse hinauf und klemmt sie fest mit der Druckschraube w. Die untere Fläche des Messingstücks S (Fig. 4) ist mit einer Holzplatte bekleidet, welche das Papier in einer Ringfläche rr berührt (cf. Fig. 1). Die kleinste zulässige Entfernung zwischen dem Zeichenstift C und dem Drehpunkt F_1 (cf. Fig. 1) beträgt etwas mehr als 3 Millimeter.

Aufstellung des Konotomographen zum Zeichnen der Hyperbel. — Wie vorhin sind F und F_1 festliegende Drehpunkte, während der in C sich befindende Zeichenstift gleich weit von F und D entfernt ist, so daß $CF_1 — CF$ gleich ist der constanten Entfernung DF_1 (Fig. 9).

Aufstellung des Konotomographen zum Zeichnen der Parabel. — Mit Hülfe des in Fig. 6 und 7 dargestellten Lineals*) wird der Punkt D Fig. 8 auf der punktirten Geraden hin- und hergeführt, welche normal steht

*) Fig. 7 giebt einen Durchschnitt nach der Linie 7—8 in Fig. 6 in $^3/_4$ der natürlichen Größe.

zu der Mittellinie CD. Darauf macht man, wie vorhin, den Punkt F zu einem festliegenden Drehpunkt. Alsdann ist CF=CD und der in C befindliche Zeichenstift beschreibt eine Parabel.

Da die Mittellinie der Doppelstange GH Fig. 1 auch in den beiden letzten Aufstellungen mit der Tangentenrichtung zusammenfällt, so lassen sich die Hyperbel und Parabel ebenfalls unmittelbar in Tusche zeichnen.

Wenn beim Zeichnen der Hyperbel und Parabel die Stangen sich unter einem zu spitzen Winkel schneiden, kann man mit Hülfe eines eingeschraubten Drahtes auf den Schlitten T (Fig. 2) in der Tangentenrichtung einen leisen Zug ausüben, wodurch die Bewegung sich äußerordentlich leicht bewerkstelligen läßt.

Man sieht leicht ein, daß man durch Veränderung der Entfernungen FF_1 und F_1D die verschiedenartigsten Variationen vornehmen kann. Wenn in Fig. 1a F_1 mit F und in Fig. 9 D mit F_1 zusammenfällt, so beschreibt der Punkt C den Kreis und die Gerade.

Die in der Axe F angebrachte Durchbohrung dient als Führung für einen zugespitzten cylindrischen Stift, der dazu dient, den Brennpunkt F ebenfalls direct auf dem Papier zu markiren.

Endlich gestattet eine auf der einfachen Stange F_1K angebrachte Theilung das directe Ablesen der Länge F_1D.

Zum Schluß dieser Beschreibung erwähne ich noch die in Fig. 6 dargestellte Aufstellung des Instruments zum Zeichnen der Antifrictionscurve. Giebt man nämlich mit Hülfe von Druckschrauben dem auf der Doppelstange beweglichen Schlitten auf derselben eine feste Lage und bewegt den Punkt D auf einer Geraden MN, so beschreibt der in C befindliche Zeichenstift die Antifrictionscurve.

Obschon der Konotomograph in der angegebenen Weise die Verzeichnung sämmtlicher Kegelschnitte gestattet, so fühlt der Verfasser dennoch, daß er, mit Ausnahme der Verwendung zum Zeichnen von Ellipsen, den Anforderungen der Praxis noch nicht völlig genügt, giebt sich aber der Hoffnung hin, durch Veröffentlichung seiner Idee noch einfachere und zweckmäßigere Constructionen hervorzurufen, wodurch der Zweck di ser Mittheilungen erfüllt sein würde.

Versuche über Ventilatoren.

Von

General **Morin** in Paris.

(Hierzu Fig. 7 bis 11 auf Taf. 8.)

Im Nachstehenden geben wir einen kurzen Bericht über die Versuche, welche nach dem Septemberheft der Annales du Conservatoire auf 1861 neuerdings von General Morin im Conservatorium der Künste und Gewerbe in Paris angestellt worden sind. Sie betrafen zwei Schraubenventilatoren, zwei Lloyd'sche Ventilatoren und einen Ventilator mit geraden Flügeln und sind mit all der Umsicht angestellt, welche von einem so geübten Experimentator erwartet werden kann.

Schraubenventilatoren.

Von dem kleineren der Schraubenventilatoren, welcher 0,48 Meter Durchmesser und 0,7 Meter Länge besaß und sich in einem 0,5 Meter weiten cylindrischen Mantel bewegte, giebt Fig. 7 auf Taf. 8 eine Skizze. Er war von Guérin construirt und besteht aus 14 trapezförmigen, in zwei Spirallinien um die Axe vertheilten Schaufeln, welche unter einem Winkel von 38° gegen die Rotationsebene und tangential zu der Schraubenfläche gestellt sind, welche sich durch ihre Stiele legen läßt.

Der Mantel dieses Ventilators ging durch einen conischen Stutzen in das 0,3 Meter weite, 28,5 Meter lange, blecherne Windrohr über, in welchem das Anemometer zur Bestimmung der Geschwindigkeit der Luft an verschiedenen Stellen angebracht wurde. Neben diesen Beobachtungen über die Windmenge wurden auch dynamometrische Messungen angestellt, um zu ermitteln, welche Arbeit zum Betriebe des Ventilators und zur Bewegung einer bestimmten Luftmenge erforderlich sei. Nachstehende Tabelle giebt die gefundenen Resultate.

Die vorstehende Tabelle und noch mehr eine graphische Darstellung der Versuche, bei welcher man die Umdrehungszahlen als Abscissen und die beobachteten Windmengen als Ordinaten aufzutragen hat, zeigt, daß die Windmengen den Umdrehungszahlen proportional sind.

Zwischen der ersten und der zweiten bis sechsten Versuchsreihe ist bezüglich der Windmengen ein sehr merklicher Unterschied wahrnehmbar, indem die erste Reihe für gleiche Umgangszahlen $^5/_4$ mal so große Windmengen aufweist. Der Grund für diese Erscheinung ist in der Stellung des Anemometers zu suchen, indem sich dasselbe bei der ersten Versuchsreihe in 28,4 Met. Abstand von dem Windrade und also nur 0,1 Meter vom Ende des Windrohres befand, wo gerade eine bedeutende Contraction des Luftstromes stattfinden mochte. Reducirt man die Windmengen der ersten Versuchsreihe unter Annahme eines Contractionscoefficienten 0,8, so erhält man Resultate, welche sehr gut mit denjenigen der zweiten bis sechsten Reihe zusammenstimmen, und es folgt dann aus diesen 24 Versuchen, bei denen die Umdrehungszahlen n von 108 bis 322 pro Minute variirten, daß man die Windmengen pro Secunde ausdrücken kann durch:

$$Q = 0{,}000731 \,.\, n.$$ Cubikmeter.

Bei den sonstigen Stellungen des Anemometers, welches stets in der Axe des Rohres angebracht war, sind keine Abweichungen bemerkbar, woraus man folgern kann, daß der angesogene Luftstrom sich im Rohre regelmäßig bewegte.

Hier ist auch noch eine Nebenbeobachtung hervorzuheben, welche sich auf den Einfluß der Constructionsweise des Rohres bezieht. Waren die einzelnen Rohrstücken nach Art von Fig. 10 zusammengeschoben, wie bei den ersten drei Versuchsreihen, so konnte man an einer äußerlich neben das Rohr gehaltenen Kerze wahrnehmen, daß durch die Fugen etwas Luft entwich; waren sie dagegen nach Art von Fig. 11 unter sich verbunden, wie bei der vierten Versuchsreihe, so wurde durch die Fugen etwas Luft eingesogen, indessen waren diese Luftquantitäten gegen das ganze Windquantum so unbedeutend, daß die Ergebnisse dieser vier Versuchsreihen durchaus nicht merklich abweichen von denjenigen der fünften und sechsten Reihe, wo alle Röhrenwechsel gut verklebt und gedichtet waren.

Die siebente Versuchsreihe, bei welcher die Zahl der Schaufeln auf die Hälfte vermindert war, zeigt im Vergleich zur ersten eine um ca. 10 Proc. geringere Windmenge, woraus sich ergiebt, daß es nicht vortheilhaft ist, die Schaufelfläche so zu vermindern.

Noch wesentlicher ist der Unterschied bei der achten bis elften Versuchsreihe, wo der Ventilator nicht saugend, sondern blasend zu wirken hatte. Zunächst zeigt sich eine viel geringere Gleichförmigkeit der Resultate, obwohl die Windmenge im Allgemeinen der Umdrehungszahl proportional ist. Zum Theil mag dies darin liegen, daß es viel schwieriger ist, die wahre Geschwindigkeit des Luftstromes zu bestimmen, weil die von dem Schraubenrade in das Windrohr geschobene Luftsäule eine schraubenförmig rotirende Bewegung annimmt. Jedenfalls werden nur die in größerer Entfernung vom Ventilator vorgenommenen Geschwindigkeitsmessungen eine genügende Sicherheit bieten.

Uebrigens ist auch die Leistung des Ventilators in diesem Falle eine geringere und zwar liefert er nur etwa 0,6 soviel Luft, als wenn er saugt. Morin erklärt diesen Umstand durch den Einfluß der Centrifugalkraft; es findet nämlich an der Axe der Schraube ein Saugen statt, wogegen die Luft gegen den Umfang hingedrängt wird und sogar ein Theil auf der Saugseite wieder entweicht. Die nach außen getriebene Luft nimmt dann im Saugrohre eine drehende, jedenfalls mit vielen Widerständen verbundene Bewegung an, deren Vibrationen an der Röhre bis zu 14 und 15 Meter Abstand vom Rade noch wahrzunehmen waren.

Die Nutzleistung ist berechnet nach der der Luft mitgetheilten lebendigen Kraft.

Ist Q die Windmenge,
F der Querschnitt des Rohres,
c die Geschwindigkeit des Luftstromes,
$\gamma = 1{,}3$ das Gewicht des Cubikmeters Luft,

so wird diese Nutzleistung ausgedrückt werden durch:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{Q\gamma}{g} c^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{F\gamma}{g} c^3$$

und hiernach sind die Zahlen in der fünften Columne der Tabelle berechnet. Durch Division mit der in der sechsten Columne aufgeführten Arbeitsgrößen erhält man die Wirkungsgrade, welche offenbar bei den höheren Geschwindigkeiten günstiger ausfallen, als bei den niedrigeren, aber über die Geschwindigkeit von 500 bis 600 Umdrehungen hinaus nur noch langsam wachsen.

Morin zieht aus den letzten drei Versuchen jeder Reihe das Mittel und erhält dabei als beste Wirkungsgrade:

für den saugenden Schraubenventilator 0,0840
„ „ blasenden „ 0,0393

also beim Saugen einen 2,13 mal so guten Wirkungsgrad. Im Ganzen sind aber diese Wirkungsgrade außerordentlich niedrig.

Es lohnt sich ferner noch zu untersuchen, in welchem Verhältniß die gefundene Windmenge zu dem Volumen, welches der Ventilator pro Umgang erzeugt, stehe. Multiplicirt man die Projection des Guérin'schen Schraubenrades mit der Länge in der Richtung der Axe, so erhält man das Volumen 0,0777 Cubikmeter pro Umdrehung und dividirt man hiermit in die beobachteten Windmengen, so erhält man beim Saugen

Umdrehungszahl.	Verhältnißzahl.
108	0,590
180	0,603
250	0,588
370	0,559
435	0,544
550	0,567
715	0,578
822	0,545
	Mittel 0,572

Dieses Verhältniß ist also ziemlich constant für alle Geschwindigkeiten.

Für den blasenden Ventilator, welcher nur 0,607 soviel Wind giebt, als der saugende, wird man auch nur 0,607 . 0,572 = 0,337 von der in obiger Weise berechneten Windmenge erhalten.

Der zweite Schraubenventilator, mit welchem Versuche angestellt wurden, hatte 0,985 Meter Durchmesser und 1 Meter Länge, drehte sich in einem 1 Meter weiten Cylinder und bestand aus einem Schraubengange mit 0,5 Met. Schraubenganghöhe. Die Beobachtungsweise war dieselbe, nur konnte dieser Ventilator nicht als blasender geprüft werden, weil man dazu ein zu langes Rohr nöthig gehabt haben würde. Nachstehende Tabelle giebt die Versuchsresultate.

Versuche mit dem großen Schraubenventilator als Sauger.

Versuchsnummer	Umdrehungszahl des Ventilators pro Minute	Geschwindigkeit der Luft pro Secunde Meter	Beobachtete Windmenge pro Secunde Cubikmeter	Entsprechende Nutzleistung pro Secunde Met. Kil.	Aufgewendete Arbeit pro Secunde Met. Kil.	Wirkungsgrad des Ventilators	Verhältniß der beobachteten zur berechneten Windmenge
1	153,3	1,211	0,738	0,0719	6,172	0,0117	0,380
2	211,6	1,750	1,066	0,2165	9,348	0,0230	0,397
3	248,0	2,216	1,350	0,4396	12,918	0,0333	0,397
4	300,0	2,513	1,531	0,6412	17,184	0,0373	0,403
5	373,0	2,916	1,777	1,0017	27,134	0,0369	0,375
6	450,0	3,435	2,093	1,6374	38,640	0,0424	0,366
7	510,0	3,955	2,410	2,4993	45,032	0,0555	0,320
8	558,0	4,421	2,694	3,4829	66,296	0,0525	0,385
9	625,0	4,905	2,989	4,7676	88,435	0,0530	0,371

Aus dieser Tabelle geht wieder hervor, daß die Windmenge, welche angesogen wird, der Umdrehungszahl proportional ist und durch die Formel:

$$Q = 0{,}00499\ n$$

repräsentirt wird. Es ist aber zu bemerken, daß bei den in der vierten Columne aufgeführten Windmengen bereits die Correction wegen der Contraction vorgenommen ist.

Vergleicht man die Mittelwerthe der in der letzten Columne aufgeführten Verhältnißzahlen bei beiden Ventilatoren, so sieht man, daß sie sich wie 0,572 : 0,377 oder wie 1,51 : 1 verhalten, deshalb scheint es vortheilhaft, der Schraube eine Länge gleich zwei Ganghöhen zu geben und sie aus einzelnen Schaufeln zusammenzusetzen, wie beim Guérin'schen Ventilator.

Auch der Wirkungsgrad, welcher hier im Mittel aus den letzten drei Versuchen 0,539 beträgt, ist im Verhältniß von 1 : 1,55 kleiner, als beim Guérin'schen Ventilator.

Ventilatoren mit krummen Schaufeln.

Die Lloyd'schen Ventilatoren, welche im Jahre 1851 auf der Londoner Ausstellung als noiseless fans aufgeführt waren, weil sie bis zu 800 und 1000 Umgängen pro Minute frei von dem lästigen Geräusche der gewöhnlichen Ventilatoren bleiben, sind entweder als saugende nach Art von Fig. 8, oder als blasende Ventilatoren nach Art von Fig. 9 construirt. Die beiden zu den Versuchen verwendeten Exemplare differirten nicht sehr in der Größe. Sie wurden mit einem Windrohre von 0,3 Meter Durchmesser versehen, dessen Länge von 6 bis 26 Meter markirte und in welchem das Anemometer bei 4,5, 17 und 26 Metern Abstand vom Flügelrade aufgestellt wurde. Im letzteren Falle befand es sich 0,2 Meter einwärts von der Mündung und es ergab sich für diese Stelle der Contractionscoefficient zu 0,7, während man denselben beim Schraubenventilator in 0,1 Meter Abstand von der Mündung zu 0,8 gefunden hatte.

Bei dem saugenden Ventilator waren 6 gekrümmte trapezoidale Schaufeln vorhanden, welche nur bis an die Saugöffnung reichten und deren Schwerpunkt in 0,233 Meter Abstand von der Are lag. Der blasende Ventilator hatte 0,77 Meter Durchmesser und bewegte sich in einem gußeisernen excentrischen Gehäuse von 0,901 bis 1,013 Met. Durchmesser.*)

Die Versuchsresultate finden sich in nachstehender Tabelle verzeichnet.

*) Nähere Angaben fehlen. D. Red.

Versuche mit einem saugenden Lloyd'schen Ventilator.

Umdrehungszahl pro Minute	Geschwindigkeit der Luft pro Secunde Meter	Angesogene Luftmenge pro Secunde Cubikmeter	Abstand des Anemometers v. Ventilator Meter	Bemerkungen.
a. Länge des Saugrohres 26 Meter.				
174	3,21	0,225	4,5	Bei den Beobachtungen, wo das Anemometer in 4,5 und 17 Metern Abstand vom Ventilator aufgestellt war, ist die Luftmenge einfach durch Multiplication des Röhrenquerschnittes (0,07 Quadratmeter) und der beobachteten Geschwindigkeit erhalten worden, bei denjenigen Versuchen aber, wo das Anemometer am Ende der Röhre angebracht war, ist dieses Product noch mit dem Contractionscoefficienten 0,7 multiplicirt worden.
170	3,16	0,221		
170	3,16	0,221	17,0	
170	3,16	0,221		
180	4,51	0,221	26,0	
181	4,51	0,221		
258	4,64	0,325	4,5	
238	4,26	0,298		
237	4,00	0,280	17,0	
242	4,13	0,289		
235	6,03	0,295	26,0	
230	5,95	0,292		
300	5,90	0,413	4,5	
302	5,90	0,413		
300	5,27	0,369	17,0	
297	5,25	0,367		
304	7,55	0,370	26,0	
304	7,55	0,370		
376	6,71	0,470	4,5	
373	6,58	0,461		
375	6,45	0,451	17,0	
377	6,62	0,453		
368	9,42	0,462	26,0	
398	9,92	0,485		
452	7,89	0,552	4,5	
420	7,72	0,540		
447	7,55	0,528	17,0	
450	7,72	0,540		
b. Länge des Saugrohres 6 Meter.				
173	4,94	0,242	6	Bei diesen Versuchen ist durchaus ein Contractionscoefficient 0,7 in Rechnung gebracht worden, weil das Anemometer am Ende des Rohres befindlich war.
171	4,92	0,242		
288	8,14	0,399		
308	8,73	0,428		
426	10,42	0,511		
434	10,42	0,511		

Nach der graphischen Aufzeichnung ergiebt sich für den Ventilator mit dem 26 Meter langen Saugrohre folgende Abhängigkeit zwischen der Umdrehungszahl n pro Minute und der Luftmenge Q pro Secunde

$$Q = 0{,}00124\,n.$$

Etwas größer scheint die angesogene Luftmenge bei blos 6 Meter Rohrlänge zu sein.

Vergleicht man die beobachteten Luftmengen mit derjenigen Quantität, welche man erhält, wenn man den v der Flügelfläche beschriebenen Raum in Rechnung zieht, ergiebt sich, daß der Ventilator 1,4 mal so viel Luft a saugt, und dies zeigt zugleich, wieviel mehr diese Ventilat ren leisten, als die Schraubenventilatoren, bei denen sich f dasselbe Verhältniß der Quotient 0,377 bis 0,572 ergab.

Die dynamometrischen Messungen zeigten Folgendes:

Umdrehungszahl pro Minute	Luftvolumen pro Secunde Cubikmeter	Nutzleistung pro Secunde Met. Kil.	Aufgewendete Arbeit pro Secunde Met. Kil.	Wirkungsgrad des Ventilators	Bemerkungen.
	a. Länge des Saugrohres 26 Meter.				
202	0,250	0,111	3,33	0,067	Das Luftvolumen ist nicht direct beobachtet, sondern nach der oben angegebenen Formel aus den Umdrehungszahlen berechnet, worauf die Geschwindigkeit in den Rohren und die Nutzleistung bestimmt werden konnte, wie früher angegeben worden ist.
252	0,312	0,390	4,27	0,091	
376	0,466	1,390	12,24	0,113	
384	0,476	1,456	14,81	0,098	
446	0,553	2,287	19,00	0,120	
	b. Länge des Saugrohres 6 Meter.				
194	0,312	0,411	6,17	0,067	
252	0,400	0,867	6,82	0,127	
398	0,545	2,179	17,09	0,127	

Die Tabelle zeigt, daß der Wirkungsgrad bei dem längeren Saugrohre zwischen 375 und 450 Umdrehungen nicht über 0,12, beim kürzeren Rohre nicht über 0,127 gestiegen, aber immer 1,5 mal so groß, als beim Schraubenventilator ausgefallen ist.

Ueber den blasenden Ventilator giebt folgende Tabelle nähere Angaben.

Versuche mit einem blasenden Lloyd'schen Ventilator.

Abstand des Anemometers vom Ventilator Meter	Umdrehungszahl des Ventilators pro Minute	Geschwindigkeit der Luft pro Secunde Meter	Luftvolumen pro Secunde Cubikmeter	Verhältniß der Windmenge zur Umdrehungszahl pro Secunde	Bemerkungen.
	1) Länge des Windrohres 26 Meter.				
5,5	171	3,99	0,279	0,098	Diese Versuche zeigen, daß bei gleichen Geschwindigkeiten die Umdrehungszahlen des Anemometers nicht wesentlich differirten, es mochte dasselbe bei 5,5 oder 17,5 oder 28 Meter Abstand vom Ventilator angebracht sein.
	171	3,99	0,279	0,098	
17,5	163,8	4,14	0,290	0,106	
	177	4,50	0,315	0,107	
28,0	166,2	3,94	0,276	0,100	
	168	3,99	0,280	0,100	
5,5	247,8	5,66	0,396	0,096	
	247,8	5,71	0,399	0,096	
17,5	246	6,22	0,435	0,106	
	247,8	6,22	0,435	0,105	
28	247,8	5,71	0,400	0,097	
	246	5,71	0,400	0,097	
5,5	291	6,52	0,456	0,094	
	288	6,52	0,480	0,100	
17,5	297	7,23	0,506	0,107	
	286,2	7,18	0,499	0,104	
28	282,6	6,62	0,463	0,098	
	291	6,72	0,470	0,097	
5,5	469,2	9,77	0,684	0,088	
	480	10,07	0,705	0,088	
17,5	462,6	9,97	0,698	0,091	
	462,6	10,07	0,705	0,092	
28	468	9,92	0,694	0,089	
	452,6	9,82	0,687	0,089	
			Mittel	0,098	

Abstand des Anemometers vom Ventilator Meter	Umdrehungszahl des Ventilators pro Minute	Geschwindigkeit der Luft pro Secunde Meter	Luftvolumen pro Secunde Cubikmeter	Verhältniß der Windmenge zur Umdrehungszahl pro Secunde	Aufgewendete Arbeit pro Secunde Met. Kil.	Nutzleistung pro Secunde Met. Kil.	Wirkungsgrad des Ventilators
2) Länge des Windrohres 26 Meter, Anemometer am Ende.							
	434	10,4	0,728	0,101			
	447	10,9	0,763	0,103	54	6,10	0,111
	505	11,8	0,826	0,098			
	505	11,7	0,819	0,097	74	7,43	0,100
	635	14,5	1,015	0,095	110	14,15	0,137
	648	15,4	1,078	0,091			
	706	16,2	1,134	0,096			
26	713	16,5	1,155	0,097			
	732	17,0	1,190	0,092	134	22,80	0,170
	777	17,7	1,239	0,096	167	25,73	0,154
	777	17,9	1,253	0,098			
	894	22,1	1,547	0,104			
	939	23,2	1,624	0,104	208	59,95	0,278
	985	23,8	1,666	0,101			
			Mittel	0,098			
3) Länge des Windrohres 6 Meter.							
6	169	4,29	0,300	0,106			
	172	4,45	0,311	0,108			
3,15	174	4,55	0,318	0,109			
	180	4,65	0,325	0,108			
6	231	5,71	0,398	0,103			
	237	5,97	0,418	0,103			
3,15	229	5,76	0,403	0,106			
	231	5,81	0,407	0,106			
6	297	7,28	0,509	0,102			
	306	7,54	0,528	0,103			
3,15	309	7,79	0,545	0,105			
	297	7,44	0,521	0,105			
6	480	10,27	0,719	0,089			
	457	10,07	0,705	0,092			
3,15	469	10,27	0,719	0,093			
	469	10,27	0,719	0,093			
6	514	10,93	0,765	0,089			
	706	14,99	1,049	0,089			
			Mittel	0,100			

Die Umdrehungszahlen des Anemometers blieben bei gleichen Geschwindigkeiten unverändert es mochte dasselbe bei 3,15 oder 6 Met. Abstand vom Ventilator angebracht sein.

Die Versuche mit dem blasenden Ventilator zeigen, daß innerhalb der Umdrehungszahlen 170 und 985 zwischen den Windmengen und den Umdrehungen pro Secunde das Verhältniß:

$$Q = 0{,}098\ n$$

stattfand.

Vergleicht man den von den Flügeln beschriebenen Raum, welcher bei 0,02247 Quadratmeter Flügelfläche und 0,24 Meter Schwerpunktsabstand von der Axe pro Umdrehung $6{,}28 \cdot 0{,}24 \cdot 0{,}02247 = 0{,}0337$ Cubikmeter beträgt, mit den Windmengen, so ergiebt sich das Verhältniß:

$$\frac{0{,}0337}{0{,}098} = \frac{1}{2{,}9},$$

wonach die wirklich gelieferte Windmenge 2,9 mal so groß, als die berechnete ist, während sie beim saugenden Ventilator nur 1,4 mal so groß war. Es ist dies auch ganz natürlich, weil beim blasenden Ventilator die Centrifugalkraft der austretenden Luft gewissermaaßen noch fortschiebend auf die Luft im Windrohre wirkt, während die in der austreten-

den Luft enthaltene lebendige Kraft beim saugenden Ventilator nutzlos verloren geht.*)

Bei den dynamometrischen Versuchen waren zur Vermeidung von Irrthümern durch Gleiten des Riemens besondere Compteurs auf der Ventilator- und der Bremswelle angebracht. Der Wirkungsgrad kann bei 700 bis 800 Umdrehungen, mit denen diese Ventilatoren gewöhnlich umlaufen, zu mindestens 0,16 angegeben werden, während er beim Saugen nur zu 0,12 gefunden wurde.

*) Daher sind die Diffuser sehr nützlich, welche Herr Bergrath Weisbach in seiner Mechanik Bd. III, §. 439 empfiehlt.
D. Red.

Sonach scheinen diese Ventilatoren sich besser zum Blasen, als zum Saugen zu eignen.

Ventilatoren mit ebenen Flügeln.

Der benutzte Ventilator besaß 0,33 Meter breite und 0,18 Meter hohe Schaufeln, deren äußerer Durchmesser 0,67 Meter betrug, und bewegte sich mit 0,04 Meter Zwischenraum in einem cylindrischen Gehäuse von 0,75 Meter Durchmesser. Das Abführungsrohr war 20 und 28 Meter lang und die Windgeschwindigkeiten wurden bei 8 Meter Abstand vom Ventilator oder am Ende des Rohres beobachtet, dessen Querschnitt 0,07 Quadratmeter betrug. Die Beobachtungsresultate giebt die nachstehende Tabelle.

Versuche an einem blasenden Ventilator mit ebenen Flügeln.

Umdrehungszahl pro Minute n	Luftgeschwindigkeit pro Secunde Meter	Windquantum pro Secunde Q Cubikmeter	Verhältniß $\frac{Q}{n}$	Volumen, welches von den Flügeln beschrieben wird V	Verhältniß $\frac{Q}{V}$	Aufgewendete Arbeit pro Secunde Met. Kil.	Wirkungsgrad des Ventilators
		1) Länge des Windrohres 20 Meter.					
342	8,29	0,580	0,102	0,521	1,113		
351	8,70	0,609	0,105	0,530	1,149		
450	9,56	0,669	0,089	0,685	0,976		
460	9,97	0,697	0,092	0,695	1,003		
520	10,73	0,751	0,087	0,786	0,955		
528	10,73	0,751	0,085	0,804	0,934		
626	12,70	0,889	0,085	0,950	0,935		
640	13,11	0,918	0,086	0,978	0,939		
664	12,96	0,907	0,082	1,005	0,902		
680	15,49	1,084	0,096	1,033	1,049		
872	22,08	1,545	0,106	1,325	1,165		
872	21,72	1,520	0,104	1,325	1,146		
		Mittel	0,094		1,022		
		2) Länge des Rohres 28 Meter. Abstand des Anemometers 28 Meter von der Axe.					
440	10,82	0,757	0,103	0,670	1,129		
438	11,10	0,777	0,106	0,667	1,165	58	0,110
500	12,59	0,881	0,106	0,761	1,158		
520	12,93	0,905	0,104	0,792	1,142	77	0,130
660	15,45	1,081	0,098	1,005	1,075	119	0,144
664	15,45	1,081	0,098	1,067	1,013		
848	18,31	1,282	0,090	1,291	0,909	190	0,150
860	18,20	1,274	0,089	1,310	0,972		
		Mittel	0,099		1,070		0,141
		3) Desgleichen. Das Anemometer befand sich bei 8 Metern Abstand.					
444	11,25	0,787	0,106	0,676	1,164		
440	10,58	0,741	0,101	0,670	1,106		
496	11,92	0,834	0,101	0,755	1,105		
552	12,84	0,899	0,101	0,813	1,106		
524	12,34	0,864	0,099	0,798	1,083		
644	15,45	1,081	0,100	0,981	1,102		
680	15,96	1,117	0,099	1,035	1,079		
784	17,81	1,247	0,094	1,196	1,047		
752	16,21	1,134	0,045	1,190	0,990		
		Mittel	0,099		1,088		

Umdrehungszahl pro Minute n	Luftgeschwindigkeit pro Secunde Meter	Windquantum pro Secunde Q Cubikmeter	Verhältniß $\frac{Q}{n}$	Volumen, welches von den Flügeln beschrieben wird V	Verhältniß $\frac{Q}{V}$	Aufgewendete Arbeit pro Secunde Met. Kil.	Wirkungsgrad des Ventilators
4) Die Austrittsöffnung war bis auf 0,0314 Quadratmeter verengt. Abstand des Anemometers vom Ventilator = 28 Meter.							
386	13,36	0,419	0,065	0,588	0,713		
388	13,77	0,432	0,067	0,591	0,731	39	0,154
480	16,46	0,517	0,065	0,731	0,707	51	0,238
520	16,64	0,522	0,060	0,792	0,659		
520	16,80	0,527	0,061	0,792	0,659		
600	19,98	0,627	0,063	0,914	0,685		
616	19,98	0,627	0,061	0,939	0,669	80	0,322
820	28,75	0,903	0,068	1,249	0,723	144	0,420
840	28,24	0,887	0,063	1,280	0,693		
		Mittel	0,065		0,698		
Abstand des Anemometers 8 Meter, Rohrquerschnitt 0,07 Quadratmeter.							
414	6,71	0,460	0,068	0,631	0,743		
416	6,71	0,469	0,068	0,633	0,740		
520	7,97	0,558	0,064	0,792	0,704		
580	8,79	0,615	0,064	0,884	0,696		
648	10,07	0,705	0,065	0,987	0,714		
816	12,76	0,893	0,066	1,243	0,718		
816	12,76	0,893	0,066	1,243	0,718		
		Mittel	0,066		0,733		
5) Querschnitt der Austrittsöffnung 0,0154 Quadratmeter. Abstand des Anemometers 28 Meter.							
376	13,94	0,215	0,034	0,572	0,376		
384	14,10	0,217	0,034	0,545	0,371		
500	17,98	0,277	0,033	0,761	0,364		
508	18,15	0,279	0,033	0,773	0,361	49	0,127
628	21,18	0,326	0,031	0,956	0,341	73	0,262
632	21,85	0,336	0,032	0,962	0,349		
764	28,91	0,445	0,036	1,133	0,392		
808	30,59	0,471	0,035	1,334	0,353	121	0,337
		Mittel	0,033		0,363		
Abstand des Anemometers 8 Meter. Rohrquerschnitt 0,07 Quadratmeter.							
414	3,42	0,239	0,034	0,631	0,378		
428	3,49	0,244	0,034	0,651	0,375		
620	5,27	0,369	0,036	0,944	0,399		
638	5,36	0,375	0,035	0,971	0,386		
800	6,87	0,481	0,036	1,218	0,394		
804	7,04	0,493	0,036	1,261	0,399		
		Mittel	0,035		0,388		
6) Querschnitt der Austrittsöffnung = 0,005 Quadratmeter. Abstand des Anemometers 28 Meter.							
392	13,94	0,070	0,016	0,606	0,115		
392	13,94	0,070	0,016	0,606	0,115		
400	16,30	0,081	0,012	0,610	0,113		
496	17,33	0,087	0,011	0,755	0,115		
504	17,33	0,087	0,011	0,768	0,113		
516	18,82	0,094	0,010	0,786	0,119		
624	19,49	0,097	0,009	0,950	0,102		
644	20,84	0,104	0,010	0,981	0,106		
644	22,52	0,113	0,010	0,981	0,115		
664	23,19	0,116	0,010	1,011	0,114		
		Mittel	0,012		0,115		

röhren, deren unteres Ende dem Windstrome entgegengerichtet und ausgezogen war, in Abständen von 3,1, 6,5, 9,5, 12,7, 15,9 und 27 Metern von dem Ventilator bis in die Axe des Windrohres versenkt, die den verschiedenen Geschwindigkeiten des Ventilators entsprechende Manometerhöhe notirt und gleichzeitig die Geschwindigkeit am Anemometer beobachtet. Außerdem waren noch zwei solche Manometer bei 3,1 und 27 Metern Abstand vom Ventilator angebracht, deren unteres umgebogenes Ende rechtwinkelig zum Windstrome stand.

Bei 848 Ventilatorumgängen erhielt man hierbei in dem nicht am Ausgange verengerten Rohre Folgendes:

Abstand d. Manomet.	3,1	6,5	9,5	12,7	15,9	27 Met.
Manometerhöhe	0,057	0,048	0,042	0,039	0,034	0,021 „
	0,013					— 0,029 „

Die Ziffern in der untersten Reihe geben die Manometerstände der seitwärts gewendeten Röhren an, wobei namentlich der negative Druck an dem bei 27 Metern Entfernung stehenden Monometer auffällt, der darauf aufmerksam macht, wie viel auf die Stellung des Manometers ankommt.

Weitere Beobachtungen sind in nachstehender Tabelle I angegeben.

Tabelle I.

Umdrehungen des Ventilators pro Secunde	Geschwindigkeit der Luft beim Austritt pro Secunde Meter	Manometerstände an den gewöhnlichen Manometern in Metern Abstand vom Ventilator						Manometerhöhen bei den gedrehten Manometern Abstand	
		3,1	6,5	9,5	12,7	15,9	27,0	3,1	27,0
Mündungsquerschnitt 0,0314 Quadratmeter.									
820	28,76	0,052	0,048	0,052	0,048	0,048	0,048	0,040	0,031
Mündungsquerschnitt 0,0154 Quadratmeter.									
384	14,12	0,009	0,009	0,012	0,014	0,015	0,014	0,010	0,011
508	18,16	0,012	0,011	0,020	0,020	0,020	0,022	0,017	0,018
632	21,84	0,027	0,026	0,030	0,027	0,028	0,033	0,026	0,031
808	30,57	„	0,054	0,057	0,054	0,055	0,055	0,050	0,052
Mündungsquerschnitt 0,005 Quadratmeter.									
392	13,92	0,010	0,013	0,015	0,014	0,015	0,017	0,013	0,012
496	17,35	0,018	0,021	0,021	0,020	0,022	0,023	0,020	0,021
624	19,47	0,028	0,029	0,031	0,029	0,031	0,034	0,029	0,032

Tabelle II.

Querschnitt der Austrittsöffnung Quadratmeter	Umdrehungszahl des Ventilators pro Minute	Manometerhöhe in Wassersäule Meter	Geschwindigkeit der Luft in Metern beobachtete	Geschwindigkeit der Luft in Metern berechnete	Differenz*) ganze	Differenz*) procentale
0,07	848	0,021	18,16	18,21		
0,0314	820	0,048	28,76	26,91	1,86	$\frac{1}{15,4}$
0,0154	384	0,014	14,12	14,54	— 0,40	$\frac{1}{35,3}$
	508	0,022	18,16	18,23	— 0,34	$\frac{1}{53,4}$
	632	0,033	21,84	22,31	— 0,46	$\frac{1}{43,1}$
	808	0,055	30,57	28,81	1,77	$\frac{1}{17,2}$
0,0050	392	0,017	13,92	16,12		
	496	0,023	17,35	18,63		
	624	0,034	19,47	22,65		

*) Die Differenzen stimmen nicht ganz.
D. Red.

Leistungen der ausgewechselten Bandagen.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Laufende Nr.	Der Bandagen				Gewicht eines Räderpaars mit Axe. Ctr.	Von den abgenützten Bandagen durchschnittlich zurückgelegte			Maximum der noch im Betriebe befindl. Bandagen per 1000 Rot.
	Function.	Classe.	Belastung pro Axe. Ctr.	Durchm. engl. Fuß.		Kilometer	geogr. Meilen.	Rotationen per 1000.	
1	Tenderrad	X	80	3	18,0	126960	17157	44926	—
2	Laufrad	X	90	$2^3/_4$	17,0	138600	18730	42490	58730
3	Tenderrad	A, B u. C	100	3	19,6	88347	11939	28430	54290
4	Triebrad	X	100	5	40,0	130756	17670	27762	—
5	Laufrad	B u. C	130	3	19,5	84672	11441	29960	—
6	Triebrad	B	140	5	46,0	118600	16027	25180	—
7	Laufrad	A	150	4	26,8	65540	8857	24710	29100
8	Triebrad	A	160	6	50,6	101080	11794	17830	28860
9	"	X	170	6	44,0	105810	14300	18720	—
10	"	C	175	4	38,2	71620	9678	19008	—
11	"	B	190	5	38,0	67708	9150	14375	—
12	Wagenrad		60	3'3"		80160	10832	26720	
13	"		90	2'9"		45024	6084	17050	

In dieser Tabelle sind nur die Leistungen jener Bandagen aufgenommen, welche wegen Abnützung bis zur Unbrauchbarkeit ausgewechselt, und durch andere ersetzt werden mußten. Es sind, wie in der Tabelle ersichtlich, nur eiserne Bandagen und zwar für die Locomotiven, theils Feinkorn, dessen Lieferant unbekannt, theils Low Moor, also ebenfalls Feinkorn. Beide Qualitäten sind jedoch wenig von einander verschieden.

Unter Nr. 12 und 13 sind die Bandagen der Wagenräder aufgeführt, das Material derselben war gewöhnliches Eisen, jedoch das unter Nr. 12 besser, als jenes unter Nr. 13 aufgezeichnete. In der Rubrik 3 bedeutet A Schnellzug, B Personenzug, C Güterzug-Locomotiven, mit X sind die im Bahnhofdienste verwendeten Locomotiven bezeichnet.

Bei Angabe der Belastung für Wagenaren wurde die durchschnittliche angenommen.

Unter Rubrik 10 sind die Maximalleistungen der noch im Betriebe befindlichen Bandagen aufgeführt, da, wo keine Resultate angegeben sind, sind sämmtliche Bandagen der ersten Lieferung bereits abgenützt und ausgewechselt. Es darf wohl kaum befremden, daß die in dieser Rubrik notirten Größen bessere Resultate, als die in 9 aufgeführten, nachweisen; wenn man bedenkt, daß von einer Lieferung Bandagen immer die fehlerhaften, d. h. solche mit Schweißfehlern und ungleich hartem Material behafteten, zuerst zur Auswechselung kommen, während die guten Bandagen am längsten aushalten, also die besten Resultate ergeben.

Im vorstehenden Verzeichnisse ist in Rub. 7 der durchschnittlich von einer Bandage bis zur erfolgten Auswechselung zurückgelegte Weg in Kilometer angegeben, während in Rub. 9 dieser Weg in Rotationen berechnet ist. Nur letztere Rubrik giebt die wahren, in Vergleichung zu ziehenden Werthe für die Leistungen der Bandagen an.

ad. 1. Betrachten wir in obiger Tabelle, in welcher die Einträge nach Belastung der Bandagen in steigender Reihe geordnet sind, die Rubrik 4 und 9, so erkennen wir eine merkwürdige Uebereinstimmung der darin aufgezeichneten Resultate, und finden durch die Erfahrung bestätigt, daß die Abnützung der Bandagen mit der Belastung zunimmt. Daß nur die Zahl der Rotationen den richtigen Maaßstab für die Abnützungen geben, ist im Allgemeinen ganz deutlich in den Rubriken 7 und 9 ausgesprochen, während nämlich in ersterer Rubrik die aufeinanderfolgenden Zahlengrößen ganz unregelmäßig sind und mit dem Belastungsverhältniß gar nicht übereinstimmen, ist dies in letzterer Rubrik nicht der Fall. Die geringen Abweichungen, welche hier vorkommen, sind durch sonstige abweichende Verhältnisse der Bandagen bedingt.

Am Auffallendsten erscheint die Irrigkeit der in Rubr. 7 angegebenen Resultate bei Vergleichung der Bandagen mit ungleichen Durchmessern; während z. B. laut dieser Rubrik, die in Nr. 8 aufgeführten Bandagen eine weit größere Leistung als jene in Nr. 7 aufgeführten zeigen, ist, wie es auch mit der Regel übereinstimmt, laut Rub. 9 das Umgekehrte der Fall.

Aus dem Verzeichnisse ist ersichtlich, daß bei der Abnützung der Bandagen die Belastung derselben von außerordentlich großem Einflusse ist. Nachdem aber die

Anforderungen, welche man an das Betriebsmaterial stellt, von Tag zu Tag größer werden, nachdem immer stärkere Locomotiven und Wagen von größerer Tragkraft erforderlich sind, um einestheils die Zahl der zum Dienste benöthigten Maschinen nicht in's Unzweckmäßige steigen zu lassen, andrerseits die Belastung der Züge auf die möglichst kleinste Arenzahl zu beschränken; nachdem also eine Verminderung der Belastung wohl kaum zu denken ist, bleibt kein anderes Mittel, als die Beschaffung von gutem Material übrig, wenn man eine große Dauerhaftigkeit der Bandagen erzielen will. Hiezu sind vorzüglich jene Bahnen gezwungen, welche einen großen Güterverkehr haben, und geht ein Theil derselben bereits mit dem Gedanken um, die Belastung der Wagenaxen auf 10 Tonnen, pro Wagen also auf 20 Tonnen, zu normiren. Daß bei Bergbahnen die Belastung der Triebaxen an den Locomotiven eine möglichst große sein muß, ist eine bekannte Sache.

Die Anwendung von vorzüglich gutem Material ist um so lohnender, als man gegenüber schlechtem, d. h. weichem und unganzem Material eine vielfache Dauer erreichen kann. Als das in dieser Beziehung bis jetzt fast noch unübertroffene Material muß der Gußstahl von Krupp angesehen werden. Im diesseitigen Betriebe wurden vor 3 Jahren Triebrad-Bandagen für Güterlocomotiven von genanntem Fabrikanten bezogen; dieselben mußten erst ein einziges Mal abgedreht werden, haben bis jetzt 23 Millionen Rotationen gemacht und lassen nach den bisherigen Erfahrungen auf eine Dauer von 100 Millionen Rotationen (50,000 Meilen) schließen, während die unter Nr. 10 des Verzeichnisses aufgeführten Bandagen der gleichen Serie nur 19 Millionen Rotationen gemacht haben, die Krupp'schen Bandagen somit eine 5fache Dauer versprechen.

Für gewisse Zwecke dürfte aber noch ein anderes Material vor dem Krupp'schen den Vorzug verdienen, und dies sind die Schalengußräder, welche Ganz in Ofen in bisher unübertroffener Weise liefert. Das Material dieser Räder, wenigstens der hartgegossene Theil der Lauffläche, der hier allein maaßgebend ist, zeigt eine noch größere Widerstandsfähigkeit, als der Krupp'sche Stahl. Es ist zwar nichts Neues, daß hartgegossenes Eisen eine erheblich größere Widerstandsfähigkeit als selbst gehärteter Gußstahl hat, allein diese Eigenschaft wurde bisher in der Eisenbahntechnik besonders für Räder viel zu wenig beachtet. Fairbairn hat bezüglich der Festigkeit von hartgegossenem Eisen ein eclatantes Beispiel gegeben, indem er da, wo die Gußstahlstempel für Blechstanzen nicht mehr aushielten, solche von hartgegossenem Eisen anwendete und mit diesen den Zweck erreichte. Da nun fast allein bei der Abnutzung der Bandagen die rückwirkende Festigkeit des Materials, d. h. der Widerstand gegen das Zerdrücken in Rechnung kommt, so dürfte unstreitig der Schalenguß als das für Eisenbahnräder beste Material angesehen werden und der Zeitpunkt, wo man principiell die Schalengußräder als das weitaus zweckmäßigste Material bei allen Eisenbahnen anerkennt, dürfte sicherlich nicht mehr ferne sein und um so rascher heranrücken, als sich die Anforderungen an die Eisenbahnfahrzeuge hinsichtlich ihres Betriebs und ihrer Belastungsfähigkeit mit Zunahme des Verkehrs in hohem Grade steigern. Der Schalenguß hat außerdem gegenüber von Gußstahl noch den Vortheil, daß er mit größerer Dauerhaftigkeit auch die unter allen Materialien größte Wohlfeilheit verbindet und für gleiche Tragfähigkeit ein geringeres Gewicht der Räder ermöglicht. Für schwere und schwer belastete Fahrzeuge ganz besonders dürfte der Schalenguß die unzweifelhaftesten Vortheile in kurzer Zeit erkennen lassen.

Wenn auch noch viele Vorurtheile gegen die Verwendung von Schalenguß bestehen, so ist es erfreulich, daß dieselben von Tag zu Tag schwinden und nur noch da bestehen, wo sie so groß waren, daß man sich trotz günstiger Berichte nicht einmal zu einer Probe verstanden hat. Bis vor Kurzem ist selbst in Preußen die Anwendung von Schalengußrädern absolut verboten gewesen.

Die Anwendung der Schalengußräder ist allerdings eine bedingte, doch nur bei den mit Bremsen versehenen Fahrzeugen in sofern, als hier nur dann Schalengußräder verwendet werden können, wenn den Bremsen eine derartige Construction gegeben wird, daß die Räder gewöhnlich beim Bremsen nicht ganz gesperrt werden und auf den Schienen schleifen, wodurch an der Lauffläche flache Stellen entstehen, die, da das Material nicht auf der Drehbank egalisirt werden kann, das Rad für den fernern Dienst meistens untauglich machen. Im diesseitigen Betriebe sind mit Beobachtung obiger Bedingung bereits über 100 mit Bremsen versehene Wagen mit Schalengußrädern garnirt, die nicht den geringsten Uebelstand erkennen lassen. Für eigentliche Bremswagen, wo auf die Räder die Bremsen wirken, und für Tenderräder dürfte aber wohl die Verwendung von Schalenguß ausgeschlossen bleiben; ob dies auch für Triebräder der Fall sein wird, muß erst die Erfahrung lehren.

Daß neben der Eigenschaft des Materials hauptsächlich die Belastung ein Hauptfactor bei der oft sehr raschen Abnützung des Materials ist, mag in folgender Erklärung dargethan werden.

Die Auflage eines Rades auf der Schiene ist in mathematischem Sinne betrachtet nur ein Punkt, da beide Laufflächen nach verschiedenen Richtungen sphärisch gekrümmt sind. Nur dadurch, daß sich das Material, sowohl in Folge seiner Elasticität, als auch in Folge seiner Weichheit abplattet, entstehen Auflageflächen, deren Größe von der Belastung, sowie der Beschaffenheit der beidseitigen Materialien abhängen wird.

Nimmt man eine Kugel von weichem Material, z. B.

Lehm, und legt dieselbe auf eine Fläche, so beobachtet man an der Auflage, daß sich die sphärische Form der Kugeloberfläche in Folge des auf derselben lastenden Eigengewichts des Materials eindrückt, und zwar wird dies aus bekannten Gründen so lange stattfinden, bis die Auflagfläche so groß ist, daß die äußerste Grenze der Widerstandsfähigkeit des Materials erreicht ist, d. h. die Auflagfläche der Widerstandsfähigkeit des Materials entspricht. Ganz dasselbe wird auch bei dem belasteten Rade stattfinden, und muß die Auflagfläche um so größer werden, je größer die Belastung ist. Es ist leicht erklärlich, daß bei den, im Verhältnisse zur Auflagfläche, großen Belastungen der Räder die Elasticitätsgrenze des Materials größtentheils überschritten und das Material an der Lauffläche zerstört und gestreckt wird, was man recht oft, besonders bei weichem Material, an Schienen und Bandagen, durch die feinen Metallblättchen und Schuppen, welche man in großer Menge daran findet, erkennen kann. Nach Poncelet tritt schon bei einer Belastung von 1400 Kilogrammes pro Quadratcentimeter Querschnitt die Elasticitätsgrenze für Schmiedeeisen ein. Ist nun z. B. ein Rad mit 5000 Kilo. belastet, so muß die Auflagfläche schon mindestens 3,57 □-Centim. betragen und es muß sich ein derart belastetes Rad an der Auflage mindestens so viel eindrücken, bis diese Auflagfläche erscheint. Für Materialien von größerer Widerstandsfähigkeit wird die Auflagfläche eine im Verhältniß kleinere sein und für Gußstahl im Minimum 0,75 □-Centim., für Schalenguß 0so □-Centim. betragen. Das im Rayon der Auflagfläche liegende Material, resp. das abgeplattete Segment, muß aber aus bekannten Gründen eine theilweise Zerstörung erleiden, die den Grad der Abnützung bestimmt.

Demzufolge muß sich ein Material noch einmal so schnell abnützen, wenn dasselbe nur die halbe Widerstandsfähigkeit gegen ein Anderes besitzt. Ein und dasselbe Material muß aber unter sonst gleichen Verhältnissen bei doppelter Belastung auch die doppelte Abnützung erleiden. Diese in der Theorie begründete Ansicht ist auch, wie das vorliegende Verzeichniß im Allgemeinen nachweist, in der Praxis begründet. Die nicht bedeutenden Abweichungen von diesen beiden Regeln sind, wie in Folgendem gezeigt werden soll, durch andere Verhältnisse bedingt.

ad. 2. Bei verschiedenen Durchmessern der Bandagen wird die Höhe des abgeplatteten Segments für die gleiche Auflagefläche um so kleiner sein, je größer der Raddurchmesser ist. Da nun aber die Abplattungen das Verhältniß der Abnützung bedingen, so muß diese bei kleineren Rädern unter sonst gleichen Verhältnissen eine größere sein, indem die Bogenhöhe des abgeplatteten Segments bei gleicher Sehnenlänge eine größere ist, die Zerstörung des Materials also tiefer eindringt. Demzufolge ist die wirkliche Leistung großer Räder eine günstigere, als jene kleinerer.

Das Verzeichniß über die Leistungen der Bandagen bietet über dieses Verhältniß keinen zuverlässigen Anhaltspunkt dar, da hierin keine Bandagen vorkommen, die bei verschiedenen Durchmessern im Uebrigen gleiche Verhältnisse haben, doch spricht immerhin schon das praktische Gefühl für die Richtigkeit obiger Deduction; und wird es deshalb immer von Vortheil sein, die Durchmesser der Räder möglichst groß zu machen, wobei noch der Vortheil geringerer Zugwiderstände erreicht wird.

ad. 3. Wenn man bedenkt, daß das Eigengewicht der Räder bei der Bewegung als todte Masse auf die Schiene, wie ein Hammer auf den Ambos wirkt, da dieses Gewicht, (nicht wie die übrige Belastung durch Vermittelung der Tragfedern) direct, bei den fortwährenden, durch die Unebenheit des Bahnoberbaues wie der Laufflächen entstehenden continuirlichen Stöße, wirkt, so ist leicht zu entnehmen, daß, je größer das Eigengewicht der Räder ist, um so größer auch die Abnützung der Bandage sein muß. Unzweifelhaft werden 2 Tonnen Mehrgewicht der Belastung, welche durch die Federn auf die Axe übergetragen sind, nicht so schädlich wirken, als eine Tonne Mehrgewicht des Rades. Auch hierin dürfte ein Vortheil der Ganz'schen Schalengußräder liegen, da dieselben bei gleicher Tragkraft und Größe nur 14 Ctr. pro Satz wiegen, während gewöhnliche Speichenräder 17 Ctr. schwer sind. Daß in Folge der durch die Federn vermittelten schädlichen Wirkungen der Stöße auch die größere oder geringere Elasticität derselben bei der Abnützung ins Spiel kommt, ist dadurch begründet, daß bei steifen Federn die Stöße jedenfalls schädlicher wirken, als bei solchen mit größerer Elasticität.

Das Verzeichniß giebt über die Verhältnisse einer derartigen Abnützung Anhaltspunkte. Vergleicht man z. B. die unter Nr. 7 und 8 eingetragenen Resultate, so findet man für das leichtere Rad von 26,8 Ctr. Gewicht eine weitaus günstigere Leistung, als für das schwerere, selbst wenn man für letzteres die etwas größere Belastung nach Verhältniß berücksichtigt.

ad. 4. Nachdem das Moment der Stöße im Quadrate zur Geschwindigkeit wächst, so müssen bei Fahrzeugen, welche mit größeren Geschwindigkeiten gehen, auch die Abnützungen der Bandagen in entsprechendem Verhältnisse größer sein, und somit die Bandagen der Güterzuglocomotiven eine geringere Abnützung erleiden, als die der Schnellzuglocomotiven. Aus diesem Umstande ist auch die größere Leistung der unter Nr. 10 aufgeführten Bandagen gegenüber jener unter Nr. 8, zu erklären. Ohne deshalb die Abnützung der Bandagen bei Güterzugmaschinen, gegenüber Schnellzugmaschinen, zu beeinträchtigen, kann man den Triebaxen Ersterer eine größere Belastung zutheilen. Ent-

schieden müssen die Bandagen der Triebräder bei Crampton-Locomotiven ein sehr ungünstiges Resultat ergeben, da einestheils das Eigengewicht der großen Räder sehr groß ist, anderntheils dieselben mit sehr beträchtlicher Geschwindigkeit laufen müssen, und diese Räder sind es zumeist, welche die Dauer der Schienen in hohem Grade beeinträchtigen, da sich die Zerstörung auch in gleichem Grade auf Letztere überträgt.

ad. 5. Es ist wohl selbstverständlich, daß die Function der Bandage von Einfluß auf deren Abnützung ist. Die Tenderradbandagen, welche beinahe immer mit Bremsen versehen sind, erleiden durch die Arbeit des Bremsens eine größere Abnützung als die Laufradbandagen. Jene Triebradbandagen, welche zu einem gekuppelten Satze gehören, werden in kürzeren Zeiträumen abgedreht werden müssen, als solche, welche nicht gekuppelt sind, da bei Triebrädern der Umstand besteht, daß sämmtliche zum Satze gehörenden Räder nachgedreht werden müssen, wenn dies auch nur bei einem derselben der Fall sein müßte.

Der Nachtheil von Tenderrad- gegen Laufradbandagen ist bei Vergleichung der Resultate von Nr. 3 mit Nr. 5, deutlich ausgesprochen, denn erstere weisen trotz geringerer Belastung doch eine geringere Leistung nach.

Fassen wir zum Schlusse die bisher erörterten Verhältnisse zusammen, so ergeben sich die Bedingungen, unter welchen man die Räder construiren, und welches Material man wählen soll, um die möglichst größte Dauer zu erzwecken, von selbst und lassen sich in Kürze in folgender Weise ausdrücken.

Die hauptsächlichsten Factoren, welche die Abnützung der Bandagen bedingen, sind die Qualität und Beschaffenheit des Materials, sodann die Belastung der Axen und gilt hiefür folgende Regel:

Die Abnützung der Bandagen steht im umgekehrten arithmetischen Verhältnisse zur Widerstandsfähigkeit des verwendeten Materials, und im geraden Verhältnisse zur Belastung der Räder.

Außer der Berücksichtigung dieser Regel ist noch darauf zu achten, daß man die Räder so leicht als möglich construirt, und denselben einen möglichst großen Durchmesser giebt.

Es ließen sich nun wohl die Abnützungscoefficienten der verschiedenen auf die Dauer der Bandagen influirenden Factoren finden, wenn man eine hinreichende Anzahl praktischer Resultate hätte. Die vorliegende Tabelle ist noch zu wenig zahlreich, um mehr als Verhältnisse zu geben, doch zeigt sie auf das Deutlichste den Einfluß der verschiedenen Factoren.

Es bedarf wohl kaum der Erwähnung, daß die Abnützung der Schienen genau mit der der Bandagen zusammenhängt, daß dieselben Factoren, welche auf Letztere influiren, in ganz gleicher Weise auch die Dauer der Schienen beeinflussen, und daß mit den größern Anforderungen an die Leistungen der Fahrzeuge und hienach bedingter Verbesserung des Bandagenmaterials auch die des Schienenmaterials gleichen Schritt halten muß.

Theorie der geschlossenen calorischen Maschine.

Von

Gustav Schmidt, k. k. Oberkunstmeister und Docent an der k. k. Bergakademie zu Leoben.

Sogleich nach der ersten in das Publikum gedrungenen Mittheilung über Hrn. Laubroy's geschlossene calorische Maschine ohne Ventile (ausgeführt bei Schwarzkopf in Berlin), habe ich im Jahrgang 1861, Seite 79 der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins versucht, eine Theorie dieser Maschine zu geben, welche auch von anderen Blättern*) aufgenommen wurde. Ich hatte seither Veranlassung, diesen Gegenstand neuerdings aufzunehmen, und muß nun jene Theorie in sofern als unrichtig erklären, als in der Rechnung keine Rücksicht genommen wurde auf die veränderliche Geschwindigkeit des Speise- und Arbeitskolbens bei der Kurbelbewegung. Diesem Umstande, auf welchen mich der k. k. Hütten-Controleur Herr Friedrich Arzberger in Jenbach (Tyrol) aufmerksam machte, soll nun hier vollständig Rechnung getragen werden.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure B. V, S. 262.
Polytechnisches Journal, Band 160, S. 401.
Polytechnisches Centralblatt, Jahrgang 1861, S. 833.

Ueberall soll es in der 13. Zeile des 3. Absatzes heißen: „bis auf — 80° C." statt „bis auf 80° C."

Wie bekannt, besteht die interessante Maschine nur allein aus einem einerseits offenen, also einfach wirkenden kleinen Arbeitscylinder, welcher auf seiner geschlossenen Seite in unveränderlicher Communication mit dem heißen Ende des größeren Speisecylinders steht, welches heiße Ende seinerseits wieder vermittelst eines große Heizfläche darbietenden „Heizers" und eines daran stoßenden, große, mit Wasser gekühlte Fläche darbietenden „Kühlers" mit dem kühlen Ende des Speisecylinders communicirt, so daß in jedem Augenblick die in sämmtlichen Theilen des Apparates befindliche Luft (wenigstens sehr nahezu) gleiche, aber veränderliche Spannung, jedoch verschiedene Temperatur besitzt, und zwar wird man von der Wahrheit nicht wesentlich abweichen, wenn man das gesammte auf der Kühlerseite befindliche eingeschlossene Luftvolumen als von gleicher Temperatur t_1 Grad Cels. und ebenso das gesammte auf der Heizerseite und im Arbeitscylinder befindliche Luftvolumen als von gleicher Temperatur $t_2 > t_1$ ansieht. Dies vorausgesetzt sei:

O der Querschnitt des Arbeitskolbens,
r der Halbmesser der Arbeitskurbel,
O_1 der Querschnitt des Speisekolbens,
r_1 der Halbmesser der Speisekurbel,
ω der variable Stellungswinkel der Arbeitskurbel, gemessen von deren todter Lage bei Beginn der wirksamen Kolbenbewegung,
δ der Voreilungswinkel, um welchen die Speisekurbel der Arbeitskurbel voreilt (δ nicht ganz $= 90°$), also

$v = O r (1 - \cos. \omega)$ das Volum der heißen Luft im Arbeitscylinder,

$v_1 = O_1 r_1 \{ 1 + \cos. (\omega + \delta) \}$ das Volum der kalten Luft im Speisecylinder,

$v_2 = O_1 r_1 \{ 1 - \cos. (\omega + \delta) \}$ das Volum der heißen Luft im Speisecylinder,

$v_1 + v_2 = 2 O_1 r_1 = O_1 s_1 = V_1$ das ganze vom Kolben durchlaufene Volumen des Speisecylinders,

v' der mittlere Werth des kleinen schädlichen Raumes auf der kalten Seite des Speisecylinders,
v'' der mittlere Werth des größeren schädlichen Raumes auf der heißen Seite des Speise- und Arbeitscylinders,
$T_1 = 273 + t_1$ die absolute Temperatur auf der kalten,
$T_2 = 273 + t_2$ die absolute Temperatur auf der heißen Seite;

so ergiebt sich das gesammte bei allen Spannungs- und Temperaturveränderungen immer unveränderlich bleibende Gesammtgewicht der eingeschlossenen Luft auf nachfolgende Weise:

Nach dem Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetze ist:

$\frac{pv}{T} =$ Constans, wenn p die Spannung, v das Volumen der Gewichtseinheit und T die absolute Temperatur ist. Ist also V das Volumen von G Gewichtseinheiten, so ist

$$\frac{pV}{T} = G \times \text{Const.}, \text{ oder auch } G = \text{Const.} \frac{pV}{T}.$$

Demnach muß in unserem Falle die Summe aller $\frac{pV}{T}$ constant sein. Ist somit p die in allen Räumen gleiche veränderliche Spannung der Luft, so folgt:

$$p\left[\frac{v}{T_2} + \frac{v_2}{T_2} + \frac{v''}{T_2} + \frac{v_1}{T_1} + \frac{v'}{T_1}\right] = \text{Const}, \text{ oder auch}$$

$$\frac{p}{T_1}\left[v_1 + v' + \frac{T_1}{T_2}(v + v_2 + v'')\right] = \text{Const.}$$

Setzt man das in jedem speciellen Falle als gegeben zu betrachtende Verhältniß $\frac{T_1}{T_2} = m$, wobei m kleiner als Eins ist, und zur Abkürzung:

$$v' + m v'' = \lambda (v_1 + v_2) = \lambda V_1 \ldots\ldots (1)$$

wo der Coefficient λ als Maaß für die schädlichen Räume kleiner als Eins, und thunlichst klein sein soll, so folgt, weil T_1 selbst constant ist:

$$p\left[v_1 + \lambda (v_1 + v_2) + m (v + v_2)\right] = \text{Const.}$$

$$p\left[m v + v_1 (1 + \lambda) + v_2 (m + \lambda)\right] = \text{Const.}$$

Mit obigen Werthen von v, v_1, v_2 erhält man:

$$p\Big[m O r (1 - \cos. \omega) + (1 + \lambda) O_1 r_1 \{1 + \cos. (\omega + \delta)\}$$
$$+ (m + \lambda) O_1 r_1 \{1 - \cos. (\omega + \delta)\}\Big] = \text{Const.}$$

$$p . m O r\Big[1 - \cos. \omega + \frac{O_1 r_1}{m O r}\{(1 + m + 2\lambda)$$
$$+ (1 - m) \cos. (\omega + \delta)\}\Big] = \text{Const.}$$

Zur Abkürzung $O_1 r_1 = a m O r \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$ gesetzt, folgt, weil auch $m O r$ constant ist:

$$p\Big[1 - \cos. \omega + a (1 + m + 2\lambda)$$
$$+ a (1 - m) \cos. (\omega + \delta)\Big] = \text{Const.}$$

$$p\left[1 + a (1 + m + 2\lambda)\right]\left[1 - \frac{\cos. \omega - a (1 - m) \cos. (\omega + \delta)}{1 + a (1 + m + 2\lambda)}\right] = \text{Const.}$$

$$p\left[1 - \frac{\cos. \omega - a (1 - m) (\cos. \omega \cos. \delta - \sin \omega \sin \delta)}{1 + a (1 + m + 2\lambda)}\right] = \text{Const.}$$

Setzt man zur weiteren Abkürzung:

$$\left.\begin{aligned}\frac{1-a\,(1-m)\,\cos.\,\delta}{1+a\,(1+m+2\,\lambda)} &= \varrho\,\cos.\,\alpha\\ \frac{a\,(1-m)\,\sin.\,\delta}{1+a\,(1+m+2\,\lambda)} &= \varrho\,\sin.\,\alpha\end{aligned}\right\}\ \text{demnach:}$$

$$\text{tg}\,\alpha = \frac{a\,(1-m)\,\sin.\,\delta}{1-a\,(1-m)\,\cos.\,\delta},$$

$$\text{oder Cotg.}\,\alpha = \frac{1}{a\,(1-m)\,\sin.\,\delta} - \text{Cotg.}\,\delta \ldots\ (3)$$

$$\text{und}\ \varrho = \frac{\sqrt{1-2\,a\,(1-m)\,\cos.\,\delta + a^2\,(1-m)^2}}{1+a\,(1+m+2\,\lambda)}, \quad (4)$$

so folgt: $p\left[1-\varrho\,\cos.\,\alpha\,\cos.\,\omega-\varrho\,\sin.\,\alpha\,\sin.\,\omega\right] = \text{Const.},$

$$\text{also endlich:}\ p = \frac{C}{1-\varrho\,\cos.\,(\omega-\alpha)} \ldots\ (5)$$

Der Maximalwerth von p findet statt für $\omega = \alpha$ und er ist $P_1 = \frac{C}{1-\varrho} = \frac{C}{(1-\varrho^2)}\,(1+\varrho)$, der Minimalwerth von p findet statt für $\omega = \pi + \alpha$ und er ist $P_2 = \frac{C}{1+\varrho} = \frac{C}{(1-\varrho^2)}\,(1-\varrho)$. Das Mittel aus P_1 und P_2 ist: $P = \frac{C}{1-\varrho^2}$, folglich hat C den Werth $C = P\,(1-\varrho^2)$, und man hat allgemein

$$p = \frac{1-\varrho^2}{1-\varrho\,\cos.\,(\omega-\alpha)}\ .\ P \ \ldots\ (6)$$

$$\text{und}\ P_1 = P\,(1+\varrho),\ P_2 = P\,(1-\varrho). \ \ldots\ (7)$$

Will man dieses Resultat graphisch darstellen, so nehme man $x = \cos.\,\omega$ als Abscisse und

$$y = \frac{p-P}{P} = \frac{p}{P} - 1 = \frac{\varrho\,\cos.\,(\omega-\alpha)-\varrho^2}{1-\varrho\,\cos.\,(\omega-\alpha)}$$

$$= \varrho\,\frac{x\,\cos.\,\alpha + \sqrt{1-x^2}\,\sin.\,\alpha - \varrho}{1-\varrho\,(x\,\cos.\,\alpha + \sqrt{1-x^2}\,\sin.\,\alpha)}$$

als Ordinate. Man erhält so eine der Ellipse ähnliche geschlossene Linie vierter Ordnung. —

Nachdem wir nun p als Function von ω kennen, läßt sich leicht die Wirkung W berechnen, welche bei einem vollen Hin- und Hergang des Arbeitskolbens auf die Schwungradwelle übertragen wird. Die auf den Arbeitskolben direct übertragene Wirkung ist nämlich $= \int p\,dv$, und somit $W = \eta \int p\,dv$, wenn η (etwa $= 0{,}7$) der Wirkungsgrad ist. Wegen $v = Or\,(1-\cos.\,\omega)$ ist $dv = Or\,\sin.\,\omega$, und folglich $W = \eta\,Or \int p\,\sin.\,\omega\,d\omega$. Die Integration ist von $\omega = 0$ bis $\omega = 2\,\pi$ auszudehnen. Mittelst (6) folgt also

$$W = \eta\,Or\,(1-\varrho^2)\,P \int_0^{2\pi} \frac{\sin.\,\omega\,d\omega}{1-\varrho\,\cos.\,(\omega-\alpha)}.$$

Bezeichnet man vorläufig das bestimmte Integral mit I, so ist die Wirkung für einen Hin- und Hergang: $W = \eta\,Or\,(1-\varrho^2)\,P\,I$, also der Effect pr. Secunde bei n Umgängen pr. Minute $E = \frac{n}{60}\,.\,\eta\,Or\,(1-\varrho^2)\,P\,I$, oder, wenn man die mittlere Kolbengeschwindigkeit c einführt, und den Kolbenweg $2r = s$ setzt:

$$c = \frac{ns}{30} = \frac{nr}{15} \ \ldots\ (8)$$

$$E = \eta\,.\,\frac{Oc}{4}\,(1-\varrho^2)\,P\,I \ \ldots\ (9)$$

Um I zu finden, hat man, zunächst φ statt $\omega - \alpha$ setzend:

$$I = \int_0^{2\pi} \frac{(\sin.\,\alpha\,\cos.\,\varphi + \cos.\,\alpha\,\sin.\varphi)\,d\varphi}{1-\varrho\,\cos.\,\varphi}$$

$$= \sin.\,\alpha \int_0^{2\pi} \frac{\cos.\,\varphi\,d\varphi}{1-\varrho\,\cos.\,\varphi} + \cos.\,\alpha \int_0^{2\pi} \frac{\sin.\,\varphi\,d\varphi}{1-\varrho\,\cos.\,\varphi}.$$

Das letztere Integral ist $=$ Null, weil es innerhalb 360° zu jedem Winkel φ einen andern φ' giebt, für welchen der Nenner $1-\varrho\,\cos.\,\varphi$ denselben, der Zähler $\sin.\,\varphi$ aber den numerisch gleichen Werth mit entgegengesetztem Zeichen besitzt, sich also je zwei Glieder der unendlichen Summe paarweise aufheben. Also bleibt nur

$$I = \sin.\,\alpha \int_0^{2\pi} \frac{1}{\varrho}\ .\ \frac{\varrho\,\cos.\,\varphi\,d\varphi}{1-\varrho\,\cos.\,\varphi}$$

$$= \frac{\sin.\,\alpha}{\varrho} \int_0^{2\pi} \left[\frac{1}{1-\varrho\,\cos.\,\varphi} - 1\right] d\varphi$$

$$= \frac{\sin.\,\alpha}{\varrho}\left[\int_0^{2\pi} \frac{d\varphi}{1-\varrho\,\cos.\,\varphi} - \int_0^{2\pi} d\varphi\right]$$

$$= \frac{\sin.\,\alpha}{\varrho}\left[2\int_0^{\pi} \frac{d\varphi}{1-\varrho\,\cos.\,\varphi} - 2\,\pi\right]$$

$$= \frac{2\,\sin.\,\alpha}{\varrho}\left[\frac{1}{\sqrt{1-\varrho^2}}\,\text{Arc. sin.}\left\{\frac{\varrho-\cos.\,\varphi}{1-\varrho\,\cos.\,\varphi}\right\}_0^{\pi} - \pi\right]$$

$$= \frac{2\,\sin.\,\alpha}{\varrho}\left[\frac{1}{\sqrt{1-\varrho^2}}\left(\text{Arc. sin.}\,\frac{\varrho+1}{1+\varrho} - \text{Arc. sin.}\,\frac{\varrho-1}{1-\varrho}\right) - \pi\right]$$

$$= \frac{2\,\sin.\,\alpha}{\varrho}\left[\frac{1}{\sqrt{1-\varrho^2}}\left(\frac{\pi}{2}+\frac{\pi}{2}\right) - \pi\right] = \frac{2\,\pi\,\sin.\,\alpha}{\varrho}\left(\frac{1}{\sqrt{1-\varrho^2}} - 1\right).$$

Dies in (9) eingesetzt, folgt:

$$E = \eta \cdot \frac{O c P}{4} \cdot \frac{2\pi \sin.\alpha}{\varrho}\left(\sqrt{1-\varrho^2} - 1 + \varrho^2\right).$$

Behufs bequemerer Rechnung sei

$$\varrho = \sin. x \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (10)$$

also $\sqrt{1-\varrho^2} = \cos. x = 1 - 2\sin.^2\frac{x}{2}$,

$\sin. x = 2 \sin.\frac{x}{2}\cos.\frac{x}{2}$, also

$$E = \eta \cdot \frac{O c P}{4} \cdot \frac{2\pi \sin.\alpha}{2\sin.\frac{x}{2}\cos.\frac{x}{2}}\left(4\sin.^2\frac{x}{2}\cos.^2\frac{x}{2} - 2\sin.^2\frac{x}{2}\right)$$

$$E = \eta \cdot \frac{\pi}{2} \cdot O c P \sin.\alpha\left(\sin. x - \tang.\frac{x}{2}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (11)$$

In dieser Gleichung sind sowohl α als $x = \text{Arc. sin. } \varrho$ vermöge der Gleichungen (3) und (4) Functionen des Voreilungswinkels δ. Es läßt sich also sicherlich δ so bestimmen, daß unter übrigens gleichen Verhältnissen der Effect E ein Maximum wird. Um diese Rechnung zu vereinfachen machen wir die ganz passende Annahme:

$$a(1-m) = 1 \quad \ldots\ldots\ldots (12)$$

folglich nach (2): $O_1 r_1 = \frac{m}{1-m} O r \quad \ldots\ldots (13)$

Hiemit wird $\text{tg}\,\alpha = \frac{\sin.\delta}{1-\cos.\delta} = \frac{2\sin.\frac{\delta}{2}\cos.\frac{\delta}{2}}{2\sin.^2\frac{\delta}{2}} = \cotg.\frac{\delta}{2}$

also $\alpha = 90^0 - \frac{\delta}{2} \quad \ldots\ldots\ldots (14)$

und $\varrho = \frac{\sqrt{1-2\cos.\delta+1}}{1+\frac{1+m}{1+m}\frac{+2\lambda}{}} = \frac{1-m}{2(1+\lambda)}\sqrt{2(1-\cos.\delta)}$

$$= \left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)\sin.\frac{\delta}{2},$$

demnach $\sin.\alpha = \cos.\frac{\delta}{2}$, $\sin.\frac{\delta}{2} = \frac{\varrho(1+\lambda)}{1-m}$

$$= \left(\frac{1+\lambda}{1-m}\right)\sin. x \quad \ldots\ldots (15)$$

und

$$E = \eta \cdot \frac{\pi}{2} O c P \cdot \sqrt{1-\left(\frac{1+\lambda}{1-m}\right)^2 \sin.^2 x}\cdot\left(\sin. x - \tang.\frac{x}{2}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (16)$$

Es ist also x so zu bestimmen, daß

$$\left[1-\left(\frac{1+\lambda}{1-m}\right)^2 \sin.^2 x\right]\left[\sin.^2 x - 2\sin. x \tang.\frac{x}{2} + \tang.^2\frac{x}{2}\right] = \text{Maximum}$$

wird, oder

$$\left[1-\left(\frac{1+\lambda}{1-m}\right)^2 4\sin.^2\frac{x}{2}\cos.^2\frac{x}{2}\right]\left[4\sin.^2\frac{x}{2}\cos.^2\frac{x}{2} - 4\sin.^2\frac{x}{2} + \tang.^2\frac{x}{2}\right] = \text{Max.}$$

$$\left[\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)^2 - 4\sin.^2\frac{x}{2}\cos.^2\frac{x}{2}\right]\left[\tang.^2\frac{x}{2} - 4\sin.^4\frac{x}{2}\right) = \text{Max.}$$

Um den transcendenten Ausdruck algebraisch zu machen, setzen wir:

$$\sin.^2\frac{x}{2} = Z \quad \ldots\ldots\ldots (17)$$

also $\cos.^2\frac{x}{2} = 1 - Z$, $\tang.^2\frac{x}{2} = \frac{Z}{1-Z}$

$$\left[\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)^2 - 4Z(1-Z)\right]\left[\frac{Z}{1-Z} - 4Z^2\right] = \text{Max.}$$

$$\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)^2\left(\frac{Z}{1-Z} - 4Z^2\right) - 4Z^2 + 16Z^3(1-Z) = \text{Max.}$$

Durch Differenziation folgt nun:

$$\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)^2\left[\frac{1}{(1-Z)^2} - 8Z\right] = 8Z + 48Z^2 - 64Z^3 = 0$$

$$\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)^2\left[\frac{1-8Z(1-Z)^2}{(1-Z)^2}\right]$$

$$= 8Z(1-6Z+8Z^2) = 8Z(1-2Z)(1-4Z)$$

$$\frac{8Z(1-2Z)(1-4Z)(1-Z)^2}{1-8Z(1-Z)^2} = \left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)^2. \quad (18)$$

Nachdem mittelst dieser Gleichung Z gefunden ist, hat man aus (17) $\sin.\frac{x}{2} = \sqrt{Z}$, sodann aus (15) den zweckmäßigsten Voreilungswinkel δ, aus (14) den Stellungswinkel $\alpha = 90 - \frac{\delta}{2}$ für das Maximum der Spannung, und aus (11) den Maximal-Effect.

Bei der ausgeführten Maschine ist:

$O = 0{,}054$ □-Meter, $s = 0{,}26$ M., $O_1 = 0{,}176$ □-Met., $s_1 = 0{,}13$ M., und bei 100 Umgängen pr. min. $c = 0{,}87$ M. Ferner kann m in Ermangelung anderer

Angaben aus der Gleichung (13) bestimmt werden. Es ist nämlich

$$V = O\,s = 2\,O\,r = 0{,}01404$$
$$V_1 = O_1 s_1 = 2\,O_1 r_1 = 0{,}02288,$$

also $\frac{1-m}{m} = \frac{O\,r}{O_1 r_1} = \frac{V}{V_1} = 0{,}614$,

woraus $m = 0 \cdot 619$ folgt.

Wird z. B. $t_1 = 80°$ C., also $T_1 = 353°$ angenommen, so folgt $T_2 = \frac{T_1}{m} = 570°$, also $t_2 = 297°$ Cels. Das ist ganz passend; also ist $m = 0{,}619$, $1 - m = 0{,}381$ anzunehmen. Den Werth von $\lambda = \frac{v' + m\,v''}{V_1}$ kann man schätzungsweise mit $\frac{1}{4}$ in Rechnung ziehen, also ist $\frac{1-m}{1+\lambda} = \frac{0{,}381}{1{,}25} = 0{,}305$. Endlich ist die mittlere Spannung $P = 1{,}12$ Atmosphären $= 1{,}12 \times 10334$ Kil. $= 11574$ Kilogramm pr. □-Meter.

Wir haben also zunächst Z zu suchen aus der Gleichung:

$$\frac{8\,Z\,(1-2\,Z)\,(1-4\,Z)\,(1-Z)^2}{1-8\,Z\,(1-Z)^2} = (0{,}305)^2 = 0{,}093.$$

Man findet versuchsweise $Z = 0{,}0116$, also $\sin.\frac{x}{2} = \sqrt{Z} = 0{,}1077$, $\frac{x}{2} = 6°\,11'$, $x = 12°\,22'$,

$\varrho = \sin. x = 0{,}2142$, $\sin.\frac{\delta}{2} = \frac{1{,}25}{0{,}381} \cdot 0{,}2142 = 0{,}702$,

$\frac{\delta}{2} = 44°\,35'$, $\delta = 89°\,10'$, $\alpha = 45°\,25'$.

Je näher m der Einheit ($t_2 = t_1$) wird, desto näher wird $Z = 0$ und $\delta = 90°$, denn es ist:

$$\sin.^2\frac{\delta}{2} = \left(\frac{1+\lambda}{1-m}\right)^2 \sin.^2 x = \frac{4\,\sin.^2\frac{x}{2}\,\cos.^2\frac{x}{2}}{\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)^2}$$
$$= 4\,Z\,(1-Z) : \frac{8\,Z\,(1-2\,Z)\,(1-4\,Z)\,(1-Z)^2}{1-8\,Z\,(1-Z)^2}$$
$$= \frac{1-8\,Z\,(1-Z)}{2\,(1-2\,Z)\,(1-4\,Z)\,(1-Z)};$$

mithin für $Z = 0$, $\sin.^2\frac{\delta}{2} = \frac{1}{2}$, $\sin.\frac{\delta}{2} = \sqrt{\frac{1}{2}}$, $\frac{\delta}{2} = 45°$, $\delta = 90°$.

Für die Praxis ergiebt sich also aus dieser Untersuchung die Regel: Die Speisekurbel eile der Arbeitskurbel um 90° vor.

Für $\delta = 90°$ und $\alpha = 45°$ hat man sodann die vereinfachten Formeln:

$$\left.\begin{aligned} \sin. x &= \frac{1}{2}\sqrt{2}\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right), \\ E &= \eta \cdot \frac{\pi}{4}\sqrt{2}\,O\,c\,P\left(\sin. x - \text{tang.}\frac{x}{2}\right). \end{aligned}\right\} \quad \ldots (19)$$

Aus diesen Formeln ist deutlich zu ersehen, daß der Effect E abnimmt, wenn λ, der Coefficient für die schädlichen Räume, wächst; jedoch wird theoretisch erst für $\lambda = \infty$, also $x = 0$, der Effect $= 0$.

Will man unter P nicht Kilogramm, sondern Anzahl Atmosphären verstehen, so ist 10334 P statt P zu setzen, also

$$E = 11477\,\eta\,O\,c\,P\left(\sin. x - \text{tang.}\frac{x}{2}\right)$$

und die Stärke der Maschine in Pferdekräften:

$$N = \frac{E}{75} = 153\,\eta\,O\,c\,P\left(\sin. x - \text{tg.}\frac{x}{2}\right) \ldots (20)$$

Nach diesen Formeln folgt in unserem Beispiel:
$\sin. x = 0{,}707 \cdot 0{,}305 = 0{,}216$, $x = 12\frac{1}{2}°$
und wenn $\eta = 0{,}7$ angenommen wird:

$$N = 107 \cdot 0{,}054 \cdot 0{,}87 \cdot 1{,}12\,(0{,}216 - 0{,}109)$$
$$= 0{,}60 \text{ Pferdkft.}$$

Die Messungen mittelst des Bremsdynamometers ergaben jedoch nahe an $\frac{3}{4}$ Pferdekraft, was darauf hindeutet, daß die wirklichen Spannungsverhältnisse etwas günstiger sind, als die rechnungsgemäßen. Dies angenommen corrigiren wir die theoretische Formel (20) dadurch, daß wir $\eta = 0{,}85$, also etwas höher als naturgemäß annehmen, und finden somit schließlich den Effect einer geschlossenen calorischen Maschine in Pferdekräften, gemessen an der Schwungradwelle:

$$N = 130\,O\,c\,P\left(\sin. x - \text{tang.}\frac{x}{2}\right) \ldots . (21)$$

Hierin ist
O der Querschnitt des Arbeitscylinders in □-Metern,
c die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens in Metern,
P die mittlere Spannung der Luft in Atmosphären,

und $\sin. x = 0{,}707\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)$, worin nach Glchg. (13)

$$m = \frac{O_1 r_1}{O\,r + O_1 r_1} = \frac{T_1}{T_2},$$

und $\lambda = \frac{v' + m\,v''}{V_1} = \frac{v' + m\,v''}{O_1 s_1}$ ist.

Die beim Kurbelwinkel $\alpha = 45°$ eintretende Maximalspannung $P_1 = P\,(1+\varrho) = P\,(1+\sin x)$ folgt in unserem Beispiel $P_1 = P \cdot 1{,}216 = 1{,}36$ Atm. und die beim Kurbelwinkel $180 + 45°$ eintretende Maximalspannung $P_2 = P\,(1-\varrho) = P\,(1 - \sin. x)$
$= P \cdot 0{,}784 = 0{,}88$ Atmosphären.

Das mittelst eines Indicators aufgenommene Diagramm zeigt in der That eine Maximalspannung von 1,36 Atm., hingegen eine Minimalspannung von 0,46 Atm., die sich aber rasch auf 0,89 Atm. erhöht. Die Indicatorcurve ist

jedoch erheblich, und zwar in günstigem Sinne, verschieden von der Linie 4. Ordnung, welche durch die Gleichung (6) gegeben ist, indem die Indicatorcurve schon bald nach dem Kolbenwechsel die Maximalspannung zeigt, und sich fast bis zu 0,8 des Kolbenweges auf selber erhält. Die Form dieser Curve ist durch die in dem älteren Aufsatz gegebene, das Poisson'sche Gesetz zu Hilfe ziehende Methode besser, obwohl ebenfalls nicht genau, erklärt.

Hieraus dürfte ziemlich entschieden hervorgehen, daß eine strenge Rechnung weder in der älteren Weise ohne Beachtung der Kurbelbewegung, noch in der jetzigen Weise ohne Beachtung der Temperaturveränderungen bei der Compression und Expansion vorgenommen werden dürfe, daß es jedoch für den praktischen Zweck und insbesondere zur Berechnung der Leistung vollkommen genüge, die Temperaturen t_1 und t_2 in Anbetracht der großen Heiz- und Kühlflächen als constant anzusehen, und somit nur allein nach dem einfachen Mariotte'schen und dem Gay-Lussac'schen Gesetz zu rechnen, sowie es die Eingangs abgeleitete Gleichung

$$p\left[v_1 + v' + \frac{T_1}{T_2}(v + v_2 + v'')\right] = \text{Const.}$$

zeigt. Die thatsächliche Veränderlichkeit der Cylindertemperatur wird wahrscheinlich nur den bemerkenswerthen Unterschied gegen die Theorie zur Folge haben, daß der günstigste Gang nicht bei einem Voreilungswinkel von $\delta = 90°$, sondern etwa bei $\delta = 70$ bis $80°$ eintritt.

Um aber zu zeigen, daß die vorliegende Theorie auch zur Berechnung des Brennstoffverbrauchs und der Kühlwassermenge vollkommen genüge, ermitteln wir uns zunächst das Gewicht der eingeschlossenen Luftmenge.

Wir denken uns zu diesem Behufe die Kurbel in jenem todten Punkt, wo $v = 0$ ist, d. h. wir setzen $\omega = 0$. Die zugehörige Spannung p_0 ergiebt sich nach (6)

$$p_0 = \frac{1 - \varrho^2}{1 - \varrho \cos.\ \alpha} P = \frac{1 - \sin.^2 x}{1 - \sin. x \cos.\ \alpha} P.$$

Nun ist $\sin. x = \sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)}$, $\cos.\ \alpha = \sqrt{\frac{1}{2}}$, also

$$p_0 = \frac{1 - \frac{1}{2}\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)^2}{1 - \frac{1}{2}\left(\frac{1-m}{1+\lambda}\right)} P \quad \ldots\ldots (22)$$

In unserem Beispiel:

$$p_0 = \frac{1 - 0{,}0465}{1 - 0{,}1525} P = 1{,}125\ P = 1{,}26 \text{ Atmosphären.}$$

Das Gewicht G Kil. eines Luftvolumens V Cub.-Met. von der Spannung p Atmosphären bei der absoluten Temperatur T beträgt $G = 353 \frac{pV}{T}$.

Demnach ist das Gewicht der die Räume $v_1\ v'\ v_2\ v''$ erfüllenden Luft von der Spannung p_0

$$G = 353\ p_0 \left[\frac{v_1 + v'}{T_1} + \frac{v_2 + v''}{T_2}\right]$$

$$= \frac{353\ p_0}{T_1}\left[v_1 + v' + m\ (v_2 + v'')\right],$$

oder weil $v' + m\ v'' = \lambda V_1$ und, wegen $\omega = 0$ und $\delta = 90°$, $v_1 = v_2 = O_1 r_1 = \frac{1}{2} V_1$ ist:

$$G = \frac{353\ p_0}{T_1}\left[\frac{1}{2} V_1 + \frac{1}{2} m V_1 + \lambda V_1\right],$$

$$G = \frac{353\ p_0\ V_1}{T_1}\left(\frac{1+m}{2} + \lambda\right) \quad \ldots. (23)$$

In unserem Beispiel ist zufällig $T_1 = 353$, also

$$G = 1{,}26\ .\ 0{,}02288\ \left(\frac{1{,}619}{2} + 0{,}25\right)$$

$$= 0{,}0304 \text{ Kilogr.}$$

Diese Luftmenge ist nun pr. Minute 100 mal von $80°$ auf $297°$ also um $217°$ zu erwärmen.

Die rationelle Wärmecapacität der atmosphärischen Luft ist 0,1686, folglich sind zur Erwärmung allein, ohne Arbeitsverrichtung, pr. Minute

3,04 . 217 . 0,1686 = 111,2 oder pr. Stunde 6672 Calorien erforderlich. Ein Theil dieser Wärmemenge braucht aber nicht von Außen zugeführt zu werden, sondern wird von dem am Speisekolben befindlichen Blechmantel geliefert, der in dem Abkühlungsstadium der Luft Wärme aus derselben aufnimmt, also wie ein Regenerator wirkt. Schätzen wir diesen Theil auf 20%, so bleibt von Außen zuzuführen:

0,8 . 6672 = 5338 Calorien pr. Stunde und $^3/_4$ Pferdekraft, oder rund

7120 Calorien pr. Stunde und Pferdekraft.

Außerdem muß aber die zur Arbeitsverrichtung nöthige Wärmemenge zugeführt werden.

Für eine Pferdekraft an der Schwungradwelle ist am Kolben eine Leistung von $\frac{1}{0{,}7} = 1{,}43$ Pferdekraft

= 107,2 Kil.-Met. pr. Sec. = 6432 Kil.-Met. pr. Minute erforderlich.

Diese ist äquivalent mit $\frac{6432}{424} = 15{,}17$ Calorien, folglich sind nur allein zur Arbeitsverrichtung pr. Pferdekraft und Stunde 910 Calorien erforderlich. Der Gesammt-Wärmeverbrauch pr. Pferdekraft und Stunde ist also 7120 + 910 = 8030 Wärme-Einheiten. Mittlere Steinkohle von 6300 Calorien Heizkraft liefert bei gewöhnlicher Heizung 3150 Calorien pr. 1 Kilogramm Brennstoff, folglich ist der Steinkohlenbedarf pr. Pferdekraft und Stunde = 8030 : 3150 = 2,55 Kilogramm, genau übereinstimmend mit der Berechnung in dem älteren Aufsatz und mit der Beobachtung. Desgleichen müssen durch

Dampf der gewöhnlichen Sprachweise überhaupt als ungesättigten Dampf bezeichnen. Dampf von einer höheren Temperatur als 100° C. möchte ich, wenn er in den gewöhnlichen Kesseln erzeugt ist, mit dem Ausdruck „feuchter Dampf", den in besonderen Apparaten überhitzten Dampf aber mit dem Ausdrucke „trockener Dampf" bezeichnen und die von Herrn Testud de Beauregard angewendete Bezeichnung „vapeur désaturée" als nichtssagend verwerfen. Es würde sich überhaupt folgende Steigerung des dampfförmigen Zustandes aufstellen lassen:

Condensirter Dampf (Wasser)

Condensirender Dampf (übersättigter Dampf)

Gesättigter Dampf (von 100° Temperatur im Moment der Entstehung)

Feuchter Dampf / Trockener Dampf } (ungesättigter Dampf)

Eigentlicher Dampf (folgt dem Mariotte-Gay-Lussac'schen Gesetze).

Unsere Dampfmaschinen werden allgemein mit feuchtem Dampf gespeist, doch hat man sich seit Jahren bemüht, mit Hilfe besonderer Ueberhitzungsvorrichtungen trockenen Dampf darzustellen, und hat hierbei auch eine Ersparniß von bis zu 20 Proc. erzielt. Dieses Dampferzeugungssystem hat offenbar den Nachtheil, daß man dazu großer Generatoren und außerdem noch besonderer Ueberhitzungsapparate bedarf. Der Zweck der Construction von Testud de Beauregard ist aber die directe Darstellung von trockenem Dampfe in einem und demselben Apparate und gewissermaaßen im Momente der Dampfbildung selbst. Kann man das Speisewasser direct in Dampf verwandeln, so braucht der Kessel keinen Wasserraum zu erhalten und sein cubischer Inhalt braucht nicht größer zu sein, als derjenige des Dampfraumes in einem gewöhnlichen Kessel. Natürlich wird nun aber auch die Heizfläche kleiner und dieselbe muß eine ganz abweichende Einrichtung erhalten, weil sie in jedem Augenblick soviel Wasser zu verdampfen im Stande sein muß, als ihr zugeführt wird und als in Dampfform verbraucht wird. Eine mit dem Feuer direct in Berührung stehende und nicht von einer Wasserschicht bedeckte Blechwand würde rothglühend werden und durch das Aufspritzen des Speisewassers stets eine merkliche Abkühlung erfahren, also mußte ein Medium aufgefunden werden, welches nur wenig stärker erwärmt zu werden brauchte, als die beabsichtigte Temperatur des Dampfes, und dieses hat Herr Beauregard in einem Metallbade entdeckt, dessen Schmelztemperatur um wenige Grade unter der geforderten Temperaturhöhe liegt. Nach vielen Versuchen ist er denn auch auf die jetzige praktische Construction seiner Generatoren gekommen, welche sich auf folgende Erfahrungsdata basirt. Zur Verdampfung der durchschnittlich pro Pferdekraft erforderlichen Wassermenge von stündlich 8,5 Kilogrammen müssen 35 Kil. einer aus gleichen Theilen Zinn und Blei bestehenden Metalllegirung in Schmelzung gebracht und erhalten werden, wozu eine Rostfläche von 0,0333 Quadratmetern und eine Verdampfungsfläche von 0,05 Quadratmetern pro Pferdekraft erforderlich ist.

Die Einrichtung seines Apparates habe ich schon a. a. O. beschrieben und will hier nur unter Bezugnahme darauf und unter Zugrundelegung des auf Tafel 16 dargestellten Apparates, welcher eine 20pferdige Maschine zu speisen genügen würde, eine Beschreibung der Behandlung desselben geben.

Soll die Maschine in Gang gesetzt werden, so wird $^1/_4$ bis $^1/_2$ Stunde vorher unter dem Kessel Feuer gemacht und wenn die darin befindliche Metallmischung flüssig geworden ist, was man daran erkennt, daß der Rührer sich mit der Handhabe a, Fig. 1, drehen läßt, so kann die Dampfproduction beginnen. Zu dem Ende öffnet der Heizer den Speisehahn, einen einfachen graduirten Hahn, dessen Querschnitt so berechnet ist, daß durch denselben unter dem die Pressung im Kessel übersteigenden Drucke der Aequationspumpe genau soviel Wasser eingeführt wird, als bei der Erzeugung der Maximalspannung verbraucht wird. Das durch das Rohr c eintretende und auf den in der schmelzenden Metallmischung von 300° Temperatur eingetauchten Boden des inneren Topfes auffallende Wasser wird augenblicklich in Dampf verwandelt und steigt als solcher bis an den Deckel der über den Topf α gestülpten Glocke β, zieht dann zwischen dieser und dem inneren Topfe nach unten und steigt endlich in dem Zwischenraume zwischen der Glocke und dem äußeren Kessel γ nach dem oberen Theile des Letzteren hinauf, um durch den Dampfhahn und das Dampfrohr nach der Maschine zu entweichen. Bei der Berührung mit diesen heißen Wänden wird der Dampf bis auf ungefähr 280° C. erhitzt, besitzt aber eine hiermit nicht in Verhältniß stehende, sondern von der Oeffnung des graduirten Hahnes oder der Speisewassermenge abhängige Spannung. In der Maschine setzt er dann in Folge des Ueberdruckes den Kolben in Bewegung und strömt, wenn er daselbst seine Arbeit verrichtet und einen Theil seiner Wärme verloren hat, nach der regenerirenden Ausgleichungspumpe ab, welche auf der Tafel in Fig. 2 zu sehen ist.

Die Letztere ist ein verticaler Röhrenkessel ohne Dampfraum, in welchem sich ein beschwerter Taucherkolben in verticalem Sinne bewegen kann. Die Belastung kann durch gußeiserne Gewichte (bei stationären Maschinen) oder durch Federn, oder Luft- oder Dampfpolster (bei Locomotiven und Dampfschiffen) bewirkt werden. Der Dampf tritt oben in den hutförmigen Deckel dieses Apparates, durchströmt die in mehreren Reihen um den Taucherkolben vertheilten Röhren und zieht am unteren Ende wieder ab. Die Röhren werden von dem durch den Hahn w eintretenden Speise-

wasser umspielt und Letzteres wird dadurch auf 140 bis 150° erhitzt, da die Heizfläche der Röhren 0,388 Quadratmeter pro Pferdekraft beträgt. Es erzeugt sich sonach in der Aequationspumpe ein Druck von 4 bis 5 Atmosphären, welcher genügt, um das Speisewasser nach dem Verdampfer zu drücken, da in Letzterem nur eine Spannung von 3,5 bis 4,5 Atmosphären existirt. Ist im Generator eine so hohe Spannung entstanden, daß die volle von der Speisepumpe ausgegebene Wassermenge nicht einzutreten vermag, so muß natürlich auch der Druck in der Ausgleichungspumpe wachsen; der Taucherkolben wird folglich in die Höhe steigen und dadurch dem Eintritt von soviel Wasser Platz machen, daß diese Quantität beim Anlassen der Maschine oder eintretenden Hindernissen auf 20 bis 30 Minuten zur Speisung des Kessels hinreicht. Damit der Kolben im obersten Stande nicht aus dem Cylinder hinausgeworfen werden kann, so öffnet das darauf liegende Gewicht kurz vor dem höchsten Stande mit Hilfe der Stange s den Dreiwegehahn w, durch welchen das ferner noch hinzutretende Wasser wieder entweichen kann.

Der Erfinder hat diesen Apparat eine regenerirende Ausgleichungspumpe genannt, weil der Dampf beim Durchströmen der Röhren einen Theil seiner Wärme abgiebt und in den Zustand des gesättigten Dampfes zurückgeführt wird.*)

Aus der Aequationspumpe gelangt der Dampf bei größeren Maschinen noch in einen Condensator (Fig. 3), welcher ebenfalls wie ein Röhrenkessel eingerichtet ist, und in welchem der Dampf durch die Berührung mit den von außen abgekühlten Rohrwänden zu Wasser condensirt wird. Das unten abfließende Condensationswasser wird durch die Luftpumpe angesogen und mit einer geringen Menge kalten Wassers gemengt wieder zur Condensirung verwendet, da erfahrungsmäßig bei 0,3 Quadratmeter Oberfläche pro Pferdekraft Wasser von 50° Temperatur noch zur Condensation geeignet ist. Das erforderliche kalte Wasser wird durch einen selbstthätigen Hahn (thermostable genannt) zugeführt, welcher immer nur soviel Wasser zuläßt, als erforderlich ist, um die Temperatur des Abkühlungswassers auf 50° zu erhalten. Derselbe beruht auf dem Princip der Ausdehnung der Flüssigkeiten. Uebrigens hat die Praxis gelehrt, daß der im Generator erzeugte trockene Dampf nur $^1/_{13}$ bis $^1/_9$ soviel Wasser zur Condensirung bedarf, als gesättigter Dampf.

Aus dem Condensator wird endlich das Wasser durch die Speisepumpe in die Ausgleichungspumpe gedrückt, wo es auf 140 bis 150° erwärmt wird, und welche es nach Maaßgabe der Spannung im Kessel zur Speisung benutzt oder wieder zurückschickt. Sie ist nämlich zugleich eine Sicherheitsvorrichtung, welche die Speisung des Kessels so regulirt, daß darin nie eine höhere Spannung als von 5 Atmosphären entstehen kann. Wird z. B. durch einen Zufall der graduirte Hahn weiter als nöthig geöffnet, so daß eine große Menge Wasser auf einmal in den Kessel eintritt, so wird sich (abgesehen davon, daß der Kessel keine constante Verdampfungsfähigkeit besitzt) doch nicht plötzlich eine hohe Spannung im Kessel entwickeln können, weil der Taucherkolben in der Aequationspumpe aufwärts getrieben werden würde, sobald die Spannung 5 Atmosphären überschreitet, und weil dann durch den geöffneten Dreiweghahn so viel Wasser aus ihr entweichen würde, daß nur noch wenig oder gar kein Wasser mehr in den Kessel gelangen könnte, worauf denn natürlich eine merkliche Abnahme der Spannung in Letzterem eintreten müßte. Uebrigens würde schon an sich ein plötzlicher starker Zudrang von Wasser in den Kesseln keine hohe Dampfspannung hervorzubringen im Stande sein, weil die Herdfläche desselben so gering ist, daß seine Temperatur bei einer zu reichlichen Speisung jedenfalls sehr merklich abnehmen würde. Die Aequationspumpe ist daher ein so wirksamer Regulator, daß er jeder Gefahr einer Explosion vorbeugt und jeden weiteren Sicherheitsapparat entbehrlich macht. Und selbst wenn es möglich wäre, daß sich bei zu reichlicher Speisung plötzlich eine große Menge Dampf im Kessel bilden könnte, so wäre doch keine Gefahr für eine Explosion vorhanden, weil sich ja dieser Dampf augenblicklich mit dem schon vorhandenen mischen und in einen anderen Aggregatzustand übergehen würde; er würde dichter und geschmeidiger und dem gesättigten Dampfe um so ähnlicher werden, je mehr Speisewasser eingeführt würde.

Aus dieser Auseinandersetzung ergiebt sich zugleich, daß die manometrische Spannung im Allgemeinen nicht dem Speisewasserquantum proportional ist, und daß die ökonomisch günstigsten Resultate bei einem verhältnißmäßig geringen Speisewasserverbrauch, d. h. bei möglichst trockenem Dampfe, zu erwarten sind.

Zur Armirung des Kessels gehören, außer dem einmal gesetzlich vorgeschriebenen Sicherheitsventile und dem bereits erwähnten Agitator oder Rührer a, noch das Pyrometer b und das Probirrohr d. Ersteres besteht aus einem bis in das Metallbad tauchenden Rohre, in welchem ein Eisenstab, der unten in eine Kugel endigt, mit Blei eingegossen ist. Am oberen gabelförmigen Ende dieses Stabes wirkt ein belasteter Hebel, der zugleich eine Dampfpfeife regiert, auf Emporhebung desselben. Steigt die Temperatur des Metallbades bis auf 330°, d. h. bis auf die Schmelzwärme des Bleies, so wird dieser Stab frei und die Lärmpfeife geöffnet, was den Heizer von dem Eintritt einer zu hohen Temperatur avertirt. Der Letztere braucht dann blos das Gewicht auf die andere Seite des Hebels zu hängen, um

*) Bei der auf Tafel 3 dieses Bandes dargestellten Einrichtung waren die Aequationspumpe und der Regenerator nicht in einem und demselben Apparate verbunden, wie hier. D. Red.

die Pfeife zuzudrücken, und muß nunmehr das Feuer etwas dämpfen, bis das Blei wieder fest geworden ist. *)

Das Probirrohr d dient dazu, um dem Heizer Gelegenheit zu geben, die Beschaffenheit des Dampfes zu untersuchen. Es reicht bis an den Boden des Verdampfers und ist mit einem Probirhahne versehen. Bei Oeffnung dieses Hahnes muß ein leichter blauer Dampf entweichen, welcher trocken ist und daher keine Verbrennung erzeugt, wenn man die Hand hineinhält.

Daß in Bezug auf die Dimensionirung solcher Kessel sehr abweichende Stärken gegen die gewöhnlichen gegeben werden müssen, ist einleuchtend, wenn man bedenkt, wie nachgiebig das Eisenblech bei hohen Temperaturen wird. Besonders der Boden des Kessels α muß eine bedeutend größere Stärke erhalten. Ein Kessel für eine 6pferdige Maschine, dessen Höhe, am cylindrischen Theile gemessen, 0,95 Met. und dessen lichte Weite 0,87 Meter beträgt, erhält z. B. für 4 Atmosphären Spannung eine Blechstärke von 11 Millimetern, ein 20pferdiger Kessel von 1,83 Meter Höhe im cylindrischen Theile und 1,45 Meter innerem Durchmesser eine Blechstärke von 14 Millimetern; den Boden macht Herr Beauregard bei allen Kesseln 20 Millimeter stark, wofür vielleicht 18 Millimeter genügen würden.

Um dem Kessel bei der Einmauerung eine Basis zu geben und die Nieten, welche den Boden mit dem Cylinder vereinigen, zu schützen, sind die Kessel an der unteren Nietreihe mit einem starken eisernen Reifen gebunden. Die Körper der Ausgleichungspumpen sind von denjenigen Blechstärken, welche den gewöhnlichen Kesseln gegeben werden. Die inneren Theile der Kessel, Verdampfer und Glocke, erhalten Blechdicken von 2 bis 3 Millimetern mit Ausnahme der Böden der Verdampfer, welche der starken Oxydation wegen 5 bis 8 Millimeter stark genommen werden.

Diese starken Dimensionen, bei denen nun aber der Lieferant genau dieselben Garantieen leisten kann, als bei gewöhnlichen Kesseln, und die Schwierigkeit der Herstellung der Böden und Deckel sind die Ursache, warum diese Kessel im Verhältniß zu ihrer Größe auffallend theuer sind; indessen kostet ein solcher Kessel sammt Ausgleichungspumpe nicht viel mehr, als ein gewöhnlicher Cylinderkessel.

Die Einmauerung der Kessel geschieht, wie Fig. 1 zeigt, in der Weise, daß der Boden ganz frei und direct über der Feuerung liegt, und daß die Feuerzüge den cylindrischen Umfang zweimal umkreisen. Die Gase steigen vom hinteren Ende des Rostes nach dem untersten Ringcanale hinauf, der durch gemauerte Zungen in zwei Halbkreiscanäle getheilt ist, und erheben sich aus diesem unteren Canale auf der vorderen Seite des Ofens wieder in den ebenso eingerichteten oberen Ringcanal, welcher mit dem Schornstein communicirt. Der Ofen hat also eine quadratische Basis und nimmt sehr wenig Platz weg.

Vergegenwärtigen wir uns nochmals die mit dem neuen Systeme verbundenen Ersparnisse, so ist hervorzuheben

a. bezüglich des Anlagecapitales,

daß der Apparat etwa nur den fünften Theil soviel Raum in Anspruch nimmt, als gewöhnliche Kessel (z. B. ein 10pferdiger Kessel besitzt einen Ofen von 5, ein 2pferdiger Kessel einen Ofen von 2,5 Quadratmeter Grundfläche),

daß er sammt regenerirender Ausgleichungspumpe auch nicht viel mehr kostet, und

daß er absolute Sicherheit gegen Explosionen bietet;

b. bezüglich des Unterhaltungsaufwandes,

daß die Rostfläche nur ungefähr halb so groß ist, als bei gewöhnlichen Kesseln, und 35 bis 40 Proc. weniger an Brennmaterial gebraucht werden,

daß der Speise- und Condensationswasserverbrauch ein viel geringerer ist, also auch weniger Betriebskraft durch die Bewegung der Pumpen verzehrt wird,

daß sich in den Kesseln weniger Sedimente niederschlagen, (es entsteht stets nur ein feiner Staub) und dieselben also minder häufig gereinigt zu werden brauchen, endlich

daß die Anfeuerung viel weniger Zeit und Brennmaterial beansprucht.

Betrachten wir nun noch einige Anwendungen des in diesem Apparate erzeugten und überhitzten Dampfes für die Technik.

Bei vielen technischen Processen wird ein hoher Hitzegrad erfordert, der gewöhnlich durch Zuführung von Gebläseluft erzeugt wird. Nun enthält die Luft dem Gewichte nach 23,1 Proc. Sauerstoff und 76,9 Proc. Stickstoff, welcher Letztere zur Verbrennung gar nichts beiträgt, wogegen das Wasser aus 88,87 Proc. Sauerstoff und 11,13 Proc. Wasserstoff besteht, also zur Beförderung der Verbrennung weit geeigneter erscheint, als die atmosphärische Luft. Man hat auch bereits mehrfach den Versuch gemacht, Wasserdampf zu diesem Zwecke anzuwenden; diese Versuche sind aber immer daran gescheitert, daß der gesättigte Dampf zu seiner Ueberhitzung einer ziemlichen Wärmemenge bedarf, die Ueberhitzungsapparate rasch angreift und zerstört, und sogar nicht selten Ursache zu Explosionen geworden ist. Dagegen ist die Ueberhitzung des in dem Testud'schen Apparate erzeugten trockenen Dampfes ohne alle Gefahr und begreiflicherweise mit einem viel geringeren Brennmaterialaufwande zu bewirken. Noch vorzüglicher hat sich bei den dieserhalb angestellten Versuchen die Mischung aus trockenem Dampfe und atmosphärischer Luft bewiesen und durch ihre Anwendung hofft Herr Testud de Beauregard große Erfolge in der Technik zu erzielen.

*) Dieser Apparat ist auf der früher mitgetheilten Zeichnung Taf. 3, Fig. 1b deutlicher zu ersehen. D. Red.

Es ist z. B. der Versuch gemacht worden, bei den Eisenhohöfen das Gebläse durch einen Testud'schen Generator zu ersetzen, welcher den erzeugten Dampf unmittelbar in die Düse bläst. Durch eine leicht begreifliche trichterförmige Einrichtung*) wird dafür Sorge getragen, daß der Dampf sich mit Luft mischt, ehe er in den Ofen tritt, und man erhält auf diese Weise eine Gebläsevorrichtung, welche gar keiner Maschinerie bedarf, sehr wenig Platz beansprucht und einen beliebig heißen Wind liefert. Die Versuche sollen günstig abgelaufen sein und versprechen eine große Erleichterung für die Eisenindustrie. Aehnliche Apparate werden überall da von Vortheil sein, wo zeither Ventilatoren, Dampfkochapparate und Dampfheizapparate angewendet wurden.

Eine andere wichtige Verwendung gestattet der Testud'sche Generator bei der Gasbereitung und Tafel 17 zeigt eine derartige Kesselanlage von 3 Pferdestärken. Bei derselben ist der Condensator ganz weggelassen; das condensirte Wasser tritt an der Basis der Ausgleichungspumpe bei z aus und tritt durch k in dieselbe ein. Da hier die Dampfmaschine fehlt, welche die Speisepumpe bewegen könnte, so bedient man sich zur Speisung der Ausgleichungspumpe des Giffard'schen Injectors und läßt denselben vor dem Rohre g arbeiten. Die Wirksamkeit des Apparates beruht darauf, daß überhitzter Dampf von 800 bis 900° Temperatur aus Cokes oder Steinkohlen, welche in einer Retorte eingeschlossen sind, sehr rasch Wasserstoff- oder Kohlenwasserstoffgas entwickelt.

Um nun den mit nur 300° Temperatur aus dem Generator austretenden Dampf zu überhitzen, führt man ihn durch einen massiven Gußeisenkörper hindurch, welcher seinerseits durch eine gewöhnliche Ofenfeuerung auf 1000 und mehr Grad erhitzt wird. Nachher kann man ihn mit Luft mengen, und wenn die Entfernung vom Kessel bis zum Ueberhitzer so groß ist, daß eine Abscheidung von Wasser entstanden sein kann, so läßt man den Dampf vorher noch durch eine Trocknenvorrichtung gehen. Alle diese Einrichtungen sind näher aus den Figuren auf Tafel 17 zu ersehen.

Fig. 1 bis 4 stellen nämlich einen solchen Gasbereitungsapparat in $1/20$ der natürlichen Größe vor. B in Fig. 2 ist der Generator in seinem Ofen, A die Ausgleichungspumpe, C der Ueberhitzer in seinem Ofen, D der Abtropf- oder Trocknenapparat und E die Retorte.

Der Ueberhitzer, welcher in Fig. 6 und 7 in $1/5$ der natürlichen Größe in einer oberen und einer Stirn-Ansicht und in Fig. 5 sammt seinem Ofen in $1/10$ der natürlichen Größe dargestellt ist, besteht aus einem nur von einigen runden Canälen durchbrochenen massiven Gußeisenkörper, vor welchen an seinen beiden Enden haubenförmige Deckel vorgeschraubt sind. Die Canäle r, r sind zum Durchgang der Flamme, diejenigen ϱ ϱ zum Durchgang des Dampfes bestimmt. Auf der oberen Seite befinden sich vier Grübchen β, β, in welche verschieden-schwer-schmelzende Metalllegirungen eingegossen sind, die mittelst der auch zur Untersuchung des Metallbades unter dem Kessel benutzten Agitatoren untersucht werden können und zur Schätzung der Temperatur dienen.

Ehe der Dampf in diesen Apparat tritt, läßt man ihn wohl noch durch den in Fig. 8 und 9 in $1/5$ der natürlichen Größe dargestellten Topf D gehen, damit er das bei längeren Rohrleitungen entstehende Condensationswasser absetzen kann. Er tritt hier bei γ ein und bei δ aus und das Wasser tropft durch das Hahnrohr ε in eine untergesetzte Schale ζ (Fig. 3).

Der Gang des Apparates und Processes ist folgender: Der im Generator B gebildete Dampf entweicht durch das oben aufgesetzte Rohr und streicht, wenn die Rohrleitung lang ist, erst durch den Trockner D (welcher in Fig. 3 links unten zu sehen ist), ehe er aus δ in den Ueberhitzer C gelangt. Hier wird er auf 700 bis 1000° C. erhitzt und dann durch das Rohr η weiter nach der Gasretorte E geleitet. Letzteres Rohr verzweigt sich (Fig. 4) in die 3 Hahnrohre ϰ, welche in den weiten Düsen λ an der Retorte münden. Der ausströmende überhitzte Dampf gelangt daher mit viel atmosphärischer Luft gemengt in die mit Steinkohlen oder Cokes gefüllte Retorte und bewirkt die Destillation. An Letzterer sind ν, ν ein Paar Thüren zum Beschicken und Reinigen, μ das nach dem Reinigungsapparate führende Gasrohr.

Ein kleiner Theil des überhitzten Dampfes gelangt ferner durch das Rohr k nach dem oberen Theile der Ausgleichungspumpe A (Fig. 1) und bewirkt durch seine Condensirung die Vorwärmung des Speisewassers. Das Condensationswasser läuft durch das Rohr z ab, und das Speisewasser wird (in Ermangelung einer Betriebskraft) dem Apparate durch einen mit dem Rohre g verbundenen Giffard'schen Injector zugeführt.

Nach den mit diesen Apparaten angestellten Versuchen liefert ein dreipferdiger Apparat, wie der auf Taf. 17 dargestellte, stündlich über 100 Cubikmeter Gas. Bei der Füllung mit Cokes entsteht Wasserstoffgas, bei derjenigen mit Steinkohle Kohlenwasserstoffgas und es leuchtet ein, daß diese Apparate große Vorzüge vor den gewöhnlichen Heiz- und Gasbereitungsapparaten besitzen.

*) Ohne Zweifel nach Art des so genannten Gebläsemultiplicators. D. Red.

Der Brems der Eisenbahn von Lyon nach La Croix-Rousse.

Von

Molinos und Pronnier.

(Nach den Annales des Mines. 5 sér. tome XX, 6 livr. de 1861.)

(Hierzu Fig. 1—3 auf Tafel 18.)

Die Eisenbahn von Lyon nach La Croix-Rousse soll die beiden volkreichsten Viertel der Stadt Lyon, genannt die Terreaux und die Croix-Rousse, verbinden, deren Niveaudifferenz 70 Meter beträgt. Diese Niveaudifferenz wird mittelst einer ungefähr 500 Meter langen schiefen Ebene überwunden, welche mit Ausnahme der Horizontalen an den Schlußstationen eine gleichförmige Neigung von 165 : 1000 besitzt.

Auf dieser Ebene werden die Züge mittelst stationärer Maschinen von 150 Pferdekräften und Seilen aufgewunden. Die Passagiere werden in zweietagigen Waggons à 100 Plätzen befördert werden und jeder Zug soll aus höchstens 3 Wagen bestehen, welche im beladenen Zustande 18000 Kilogramme pro Stück wiegen und auf der schiefen Ebene zusammen einer Zugkraft von $3000 . 3 = 9000$ Kil. bedürfen werden. Die Geschwindigkeit der Züge wird ungefähr 2 Meter betragen.

Als einziger Nachtheil dieses Betriebes kann die Möglichkeit des Reißens eines Seiles bezeichnet werden und so selten auch ein solcher Zufall eintreten mag, so sind doch alle Vorkehrungen zu treffen, um jeder für die Passagiere daraus hervorgehenden Gefahr vorzubeugen. Es handelte sich dabei namentlich darum, die Waggons mit einem sehr zuverlässigen und kräftigen Bremse zu versehen, welcher augenblicklich, sobald ein Seil reißt, in Thätigkeit treten und zum Ueberfluß auch noch per Hand bewegt werden könne. Diese Bedingungen dürften durch den hier zu beschreibenden und auf Taf. 18 in den Figuren 1 bis 3 abgebildeten Brems erfüllt werden.

Da das Gefälle von 165 auf 1000 im Allgemeinen stärker als der Reibungswinkel ist*), so konnten wir uns nicht auf ein einfaches Anschleifen der Räder verlassen, denn bei einem gewissen Feuchtigkeitsgrade der Schienen würden die Waggons trotz festgebremster Räder immer noch hinabgeglitten sein und die Gefahr wäre nicht beseitigt gewesen. Der Brems mußte also aus zweierlei Apparaten bestehen, wovon der eine zum Festbremsen der Räder geeignet war, der andere aber bei den ungünstigsten Verhältnissen aushilfsweise zum Aufhalten der Waggons diente. Wir haben von den zur Erzielung des letzteren Zweckes sich darbietenden Hilfsmitteln einen Zangenapparat angewendet, bei welchem zwei starke Zangen die Schienen packen und durch die Schwere des Zuges selbst dagegen gepreßt werden. Damit dieser Apparat selbstthätig wirke, haben wir ihn mit der Zugfeder verbunden, welche beim Gange stets gespannt ist, sich aber sofort ausdehnt, sobald das Seil reißt, und alsdann soviel Kraft hergiebt, als erforderlich ist, um den Apparat in Thätigkeit zu setzen.

Das Bremsen der Räder wird durch vier Bandbremse bewirkt, welche nach Art der Bremsen an Hebevorrichtungen einen Kranz umschlingen und mittelst der vier Gegengewichte P, P angezogen werden. So lange die Zugfeder t, t gespannt ist, ruhen diese Gewichte mit den Enden ihrer Hebel auf gabelförmigen Armen f, f an den Wellen a am Vorder- und Hintertheil des Gestelles; dehnt sich aber die Feder aus, so löst sie eine Einfallklinke an diesen Wellen aus, so daß sie umschlagen und die Gegengewichte fallen lassen.

Der zweite Apparat ist in der Hauptsache auf der in der Mitte liegenden Welle A A befestigt, und besteht aus zwei gleichen Systemen zu beiden Seiten der Längenaxe. Diese Welle trägt nämlich zwei Rollen c mit conischen Rinnen, welche von zwei daneben auf der Welle sitzenden schmiedeeisernen Zangenbacken M M eingefaßt werden. Die Letzteren sind an Bügeln befestigt, in die Muttergewinde eingeschnitten sind, mit denen sie auf der Welle A reiten. Die Gewinde der Welle sind auf den verschiedenen Seiten

*) Bekanntlich beträgt die Tangente dieses Winkels bei Schmiedeeisen 0,12 bis 0,20, ja sogar 0,25, je nach dem Zustande der Flächen, wenn diese nämlich nicht geschmiert sind, in welchem Falle sie bis unter 0,07 herabsinken kann.

der Rolle c nach entgegengesetzter Seite geschnitten und es ist nun leicht erklärlich, wie der Apparat wirkt.

Läßt man nämlich die Rollen auf die Schienen hinabfallen, über denen sie im Normalzustande schweben, so werden sie durch die Reibung in Umdrehung gesetzt werden und die Welle A mitnehmen, wodurch die Zangen M M einander genähert und gegen die Schienen gepreßt werden. Die hierbei erzeugte Reibung läßt sich leicht berechnen und ermitteln, wie groß sie sein muß, um den Zug anzuhalten.

Wie die Figuren zeigen, werden die Backen beim Niederfallen durch Führungsbleche h in der Richtung erhalten; oben sind sie durch doppelte bewegliche Keile verbunden, damit der Brems leicht wieder ausgehoben werden kann, wenn er gewirkt gehabt hat.

Die Zugfeder würde bei der Ankunft des Zuges auf den End-Stationen in Folge der Ausdehnung das Niederfallen des Bremses bewirken, da alsdann nur noch eine schwache Spannung des Seiles stattfindet. Um diesem Uebelstande vorzubeugen, haben wir zur Seite des Gestelles einen Hebel L angebracht, welcher den Brems nicht einfallen läßt, so lange er selbst oben steht. Dieser Hebel wird aufgehoben, wenn der Zug auf die Horizontale tritt, und zwar wird dies durch das Röllchen G bewirkt, wenn es an ein zu dem Ende auf der Bahn angebrachtes Stück Holz anstößt.

Um einen möglichst gleichförmigen Reibungscoefficienten und folglich eine gleichförmige Bremsung zu erzielen, ist der Boden der Rinne in den Rollen c aus Rothguß gefertigt, auch ist der eine der Ränder dieser Rolle beweglich und so eingerichtet, daß er nur durch kleine Spiralfedern angedrückt wird. Hierdurch wird erzielt, daß die Anpressung dieses Bremses blos durch die gleitende Reibung am Boden der Rolle hervorgerufen wird.

Bei der Berechnung wurden folgende Daten zu Grunde gelegt. Das Gewicht eines Waggons beträgt 18000 Kil., folglich ist zum Aufziehen desselben auf eine schiefe Ebene von 0,165 Meter Neigung pro Meter Länge eine Zugkraft erforderlich gleich

$$\frac{18000}{200} + 18000 \,.\, 0{,}165 = 3060 \text{ oder rund } 3000 \text{ Kil.}$$

Ferner ist aus Versuchen bekannt, daß ein auf allen vier Rädern gebremster Waggon erst bei mehr als 0,12 Met. Neigung pro Meter zu gleiten anfängt, also kann man im vorliegenden Falle annehmen, daß der Zangenapparat nur noch soviel zu leisten braucht, als erforderlich ist, um einen Waggon auf einer schiefen Ebene von 0,165 — 0,120 = 0,045 Met. Neigung pro Meter Länge aufzuhalten. Nun beträgt der Abstand der Backen der Zangen im Ruhezustande 0,122 Meter und wenn man hiervon die Breite des Schienenkopfes = 0,062 Meter abzieht, so ergiebt sich, daß diese Backen auf jeder Seite der Schiene einen Weg von 0,03 Met. zu durchlaufen haben.

Der entsprechende Weg der Schraubenmutter ergiebt sich nach dem Hebelarmverhältniß zu $\frac{0{,}39}{0{,}59} \,.\, 0{,}03 = 0{,}02$ Met. und da die Schraubenganghöhe auch 0,02 Met. beträgt, so muß die Rolle einen ganzen Umlauf machen, ehe die Backen die Schienen berühren. In dieser Zeit wird aber der Waggon einen Weg gleich dem Umfange der Rolle $= 0{,}36 \,.\, 3{,}14 = 1{,}13$ Met. zurückgelegt haben und hiernach läßt sich berechnen, welche Geschwindigkeit er erlangt haben wird.

Man kann sich nämlich, weil die Bremsung der Räder augenblicklich erfolgt, vorstellen, daß der Wagen von 18000 Kil. Gewicht sich selbst überlassen würde auf einer schiefen Ebene von 45 in 1000, auf welcher er sich mit einer Geschwindigkeit von 2 Metern bewegte. Die Componente des Gewichtes parallel zur Ebene beträgt dann $18000 \,.\, 0{,}045 = 810$ Kil., und wenn man hiervon den Widerstand der rollenden Reibung $= \frac{18000}{200} = 90$ Kil. abzieht, so erhält man als beschleunigende Kraft 720 Kilogramme. Daher wird die Geschwindigkeit nach Durchlaufung eines Weges von 1,13 Met. betragen:

$$\sqrt{\frac{2 \,.\, 720 \,.\, 9{,}81 \,.\, 1{,}13}{18000} + 2^2} = 2{,}21 \text{ Met.}$$

In Folge dieser Geschwindigkeit nimmt der Waggon eine lebendige Kraft von

$$\frac{18000 \,.\, 2{,}21^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 4483 \text{ Met. Kil.}$$

an, welche durch den Zangenapparat vernichtet werden muß. Nun beträgt das Gewicht dieses Apparates 450 Kil., wodurch im Umfange der Rollen eine Reibung $= 450 \,.\, 0{,}18 = 81$ Kilogrammen erzeugt wird, und da der Halbmesser der Rolle 0,18 Met., die Schraubenganghöhe 0,02 Met. beträgt, so wird hierdurch (wenn man von den Reibungswiderständen der Schraube abstrahirt) in der Richtung der Schraube eine Kraft von

$$\frac{2 \,.\, 0{,}18 \,.\, 3{,}14}{0{,}02} \,.\, 81 = 4578 \text{ Kil.}$$

entwickelt, welche auf das Ende der Zangenbacken reducirt beträgt:

$$\frac{0{,}39}{0{,}59} \,.\, 4578 = 3026 \text{ Kil.}$$

Den Reibungscoefficienten kann man zu 0,25 ansetzen und erhält also für die beiden Zangenapparate

$$2 \,.\, 3026 \,.\, 0{,}25 = 1513 \text{ oder rund } 1500 \text{ Kil.}$$

Dieser Kraft wirkt entgegen die parallele Componente des Wagengewichtes $= 0{,}045 \,.\, 18000 = 81$ Kil. und es ergiebt sich daher der Weg, welchen der Waggon noch zurück-

legen wird, bis die lebendige Kraft von 4483 Met. Kil. aufgezehrt ist, zu

$$\frac{4483}{1500 - 81} = 6{,}5 \text{ Met.}$$

Das Anhalten des Zuges wird also ganz sanft und ohne bemerkbaren Stoß erfolgen; man könnte es, wenn nöthig, auch noch sanfter erzielen, wenn man die Rinne der Rolle einölte, weil alsdann der Druck der Zange sich im Verhältniß der Reibungscoefficienten 0,07 und 0,18 vermindern und der zurückzulegende Weg bis auf ungefähr 16,7 Met. ausdehnen würde.

Wir haben uns übrigens blos mit dem Vorfall eines Seilbruches beim Niedergange eines Zuges zu beschäftigen; denn beim Aufgange wird der Waggon in Folge seiner Geschwindigkeit noch ungefähr einen Weg von 1,3 Met. aufwärts zurücklegen und während dieser Zeit werden die auf die Schienen herabgefallenen Rollen sich in einer Richtung drehen, welche die Backen der Zange immer mehr öffnet, dann wird der Wagen umkehren und die Backen werden wieder ihren normalen Standpunkt einnehmen, wenn der Waggon wieder die Geschwindigkeit von 2 Metern erlangt haben wird — kurz, die Verhältnisse sind beim Aufgange ganz dieselben, nur eher noch etwas günstiger, als beim Niedergange.

Der beschriebene Brems kann vom Zugführer auch per Hand in Gang gesetzt werden, indem er mittelst einer an seinem Sitze angebrachten Schraube direct auf den Stellhebel, welcher den Brems ausgehoben erhält, wirken und ihn zum Einfallen bringen kann.

Da ein Zug aus mehreren Waggons besteht, so war es zur Abschließung des Systems erforderlich, eine Einrichtung zu treffen, daß sämmtliche Bremse der Waggons gleichzeitig mit dem ersten Bremse in Thätigkeit treten. Zu dem Ende ist auf jedem Waggon eine besondere Stange angebracht und mit der entsprechenden Stange des nächstfolgenden Waggons verbunden, sodaß der erste Brems, wenn er fällt, auf den Brems des zweiten Waggons und dieser auf den dritten einen Zug ausübt. Diese Verbindung vermittelt alle denklichen Vorfälle; denn wenn die Wagen in etwas mehr Abstand von einander gerathen wollen, als eigentlich in Folge der Kuppelung zulässig ist, z. B. wenn eine Kuppelkette springt, so schlagen in Folge dieses Reißens sämmtliche Bremse um und bewirken die Aufhaltung des Zuges.

Notiz über den Eisenbahnwagenbrems von F. Dietz.

Von

E. Roger.

(Nach den Annales des Mines, 5. sér. tom. XIX. 1 livr. de 1861.)

(Hierzu Figur 1 bis 17 auf Tafel 18.)

Es giebt fast keine Aufgabe, welche seit der Entstehung des Eisenbahnwesens, soviel Erfindungen hervorgerufen hat, als diejenige, einen zweckmäßigen Eisenbahnwagenbrems zu construiren; sie verdient dieses Interesse auch im vollsten Maaße, da es sich dabei um die Sicherheit der Reisenden handelt. Soviel verschiedene Constructionen aber auch versucht worden sind, so entfernen sie sich doch im Allgemeinen nicht weit von der alten Einrichtung der Bremse an den Fuhrwerken, obschon dieselbe mit sehr wesentlichen Mängeln behaftet ist.

Der wesentlichste Mangel dieser Einrichtung besteht ohne Zweifel in der Langsamkeit ihrer Wirkung. Diese Langsamkeit kann zwar in mancher Beziehung wieder als ein Vorzug angesehen werden, indem eine langsame und minder vollkommene Bremsung auf die Wagen und Geleise im Allgemeinen weniger zerstörend einwirken wird, als eine sehr rasche vollständige Hemmung der Bewegung.

Der Dietz'sche Brems, welcher hier beschrieben werden soll und der sich durch einen mehrmonatlichen Gebrauch auf der Eisenbahn des Dauphiné als zweckmäßig erwiesen hat, besitzt die doppelte Eigenschaft, eine fast plötzliche, oder eine beliebig allmälige Hemmung bewirken zu können. Er beruht nicht eigentlich auf einem neuen Princip, sondern ist nur die Anwendung der bei Winden und Krahnen schon längst üblichen Bandbremse auf die Tender- und Waggonbremse. Es ist auch schon mehrmals ein solcher Versuch

gemacht worden, z. B. auf der Eisenbahn von Auteuil, wo das Eisenband direct über die obere Hälfte der Räder gelegt war, aber man hat bisher damit noch keine Erfolge erzielt, weil diese an sich so einfach erscheinende Idee bei der Ausführung auf erhebliche Schwierigkeiten stößt.

Der Brems von Dietz besteht aus einem riemenartig umgelegten Stahlbande und einer gußeisernen, auf der inneren Seite der Räder angebrachten und mit einem 10 Millimeter starken stählernen Ringe überzogenen Scheibe, gegen welche das Stahlband durch einen Mechanismus angepreßt wird, der nicht wesentlich von dem gewöhnlichen Bremsapparate abweicht. Es ist einleuchtend und durch die Erfahrung bewiesen, daß unter solchen Verhältnissen die Stärke der Bremsung vollständig vom Bremser beherrscht wird, und daß das Bremsen rascher, vollständiger und mit geringerem Kraftaufwande vollzogen werden kann, als bei dem gewöhnlichen Eisenbahnwagenbremse. Denn der Letztere liegt nur unvollkommen am Rade an und bedeckt nur einen sehr kleinen Theil seines Umfanges, überdies wirken aber die entstehenden Reactionen darauf hin, ihn lose zu machen, indem sie ihn in fortwährende Schwingungen versetzen, bei welchen nur schwer eine regelmäßige Reibung zu erzielen ist. Hiervon ist der Dietz'sche Brems ganz frei.

Der Erfinder desselben hatte die sehr schwierige Aufgabe zu lösen, den Brems so einzurichten, daß er beim Nichtgebrauche, trotz der Schwankungen, welche die Variationen in der Belastung der Waggons bezüglich der Stellung des Mechanismus hervorrufen, nicht anliege. Die Figuren 4 bis 17 der Tafel 18 werden uns in Stand setzen, die dieserhalb getroffenen einfachen und sinnreichen Vorkehrungen genau kennen zu lernen.*) Wir bemerken hierüber nur im Allgemeinen, daß das Stahlband mittelst einer Feder abgedrückt wird, welche auf eine daran befestigte Führung wirkt, an dem Arlager befestigt ist und die Führung constant gegen einen Compensationshebel drückt, dessen Spiel so abgemessen ist, daß eine in Folge vermehrter Belastung hervorgebrachte Senkung durch eine entgegengesetzte Hebung um die halbe Höhe ausgeglichen wird. Diese Feder bewirkt zugleich, daß das Stahlband während des Anziehens des Bremses von dem Rade nicht mitgenommen werden kann.

Fig. 4 giebt die Seitenansicht der Bremsvorrichtung,
„ 5 „ den Grundriß einer Hälfte,
„ 6 „ einen Durchschnitt nach der Linie AB in Fig. 4,
„ 7 „ „ „ „ „ „ „ CD „ „
„ 8 giebt eine Stirnansicht einer Hälfte,
„ 9 zeigt die Ansicht eines Rades mit Bremsscheibe im Detail,
„ 10 den Grundriß desselben,
Fig. 11 die obere und Seitenansicht der Bremsscheibe sammt Stahlband und Führung desselben,
„ 12 ist eine Vorderansicht dazu,
„ 13 zeigt die Stellungen des Hebels und der Feder im unbelasteten Zustande (einfach punktirt) und im belasteten Zustande (punktirt gestrichelt),
„ 14 ist ein Durchschnitt durch die Führung und Feder nach der Linie GH in Fig. 11,
„ 15 Ansicht der Aufhaltscheibe,
„ 16 Ansichten des stählernen Bremsbandes,
„ 17 Keilstück zur Befestigung der Bremsscheibe am Rade,
„ 18 Scheibe für die Schrauben zur Befestigung der Bremsscheibe.

In diesen Figuren bezeichnet:
ab und bc die Hebel am Bremsbande,
h die Büchse mit der Feder,
f das Bremsband,
d die Führung desselben,
s den unter dem Arlager befestigten Träger des Bremsbandes,
e den darauf stehenden Support,
g den Träger, an welchem der Hebel ab, bc angreift,
A eine dreigängige Schraube,
B die Aufhaltscheibe,
p die Bremsscheibe.

Es ist keinem Zweifel unterworfen, daß die Wirkung dieses Bremses beliebig langsam erfolgen kann, da ihn ja der Bremser mit beliebiger Schnelligkeit anziehen kann, andererseits kann man aber damit eine Schnelligkeit der Bremsung erzielen, wie sie nur gewünscht werden kann. Auf letzteren Punkt haben wir bei den damit angestellten Versuchen, bei denen die Belastung des Waggons, seine Geschwindigkeit, das Gefälle der Bahnstrecke u. s. w. mannichfach variirt wurde, besondere Aufmerksamkeit verwendet. Bei diesen Versuchen wurde der Versuchwaggon durch eine Locomotive geschoben, welche ihn an einem vorher bestimmten Punkte sich selbst überließ. Ein Secundenchronometer diente zur Beobachtung der Zeitmomente, in welchen man hintereinander die von 50 zu 50 Meter Abstand von einander stehenden Telegraphenstangen passirte, so daß sich für jeden Augenblick die Geschwindigkeit angeben ließ. Der Brems wurde auf ein gegebenes Signal angezogen und von diesem Moment an die bis zum gänzlichen Stillstand verfließende Zeit und die durchlaufene Wegstrecke notirt.

Nachstehendes Täfelchen enthält die Beobachtungsdata mit Ausschluß derjenigen, wo Irrthümer in den Beobachtungselementen vorgefallen waren. Die Versuchsnummern 5 und 6 wurden mit dem gewöhnlichen Brems angestellt.

*) Es ist nur zu bedauern, daß die Zeichnungen in sehr kleinem Maaßstabe gegeben sind. D. Red.

Versuchs-nummer	Total-gewicht des Waggons in Tonnen	Geschwindigkeit pro Secunde in Metern	Geschwindigkeit pro Stunde in Kilom.	Kesseldruck in Atmosph.	Steigung der Bahn	Durch-laufene Strecke in Metern	Verflossene Zeit in Secunden	Bemerkungen.
1	5	5,5	20	7	0,000	9	4	Brems von Dietz.
2	5	8,5	31	7	0,000	20	6	Schienen trocken,
3	10	12,0	43	7,5	+ 0,005	35	8	Wind gering.
4	10	15,0	54	7,5	+ 0,005	49	10	
5	16	15,0	54	7,5	+ 0,005	110	18	Gewöhnlicher Brems.
6	10	16,0	58	7,5	+ 0,005	120	19	Schienen sehr trocken, Wind gering.

Wir gestehen, daß uns diese Ergebnisse anfangs nicht wenig überrascht haben; erscheint es doch fast unmöglich, sie mit Demjenigen in Einklang zu bringen, was die Theorie bezüglich des von einem plötzlich gebremsten Waggon mit einer bekannten Anfangsgeschwindigkeit durchlaufenen Weges lehrt. Die Herren Piobert, Combes und Couche stellen z. B. unter der Voraussetzung, daß die gleitende Reibung von der Geschwindigkeit unabhängig sei, folgende Abhängigkeit zwischen dem Gewicht P des Waggons oder Zuges, dem Gewicht p der sich drehenden Räder und Aren, dem Halbmesser r der Räder, dem Trägheitshalbmesser h, der Geschwindigkeit v im Moment des Bremsens, dem Reibungscoefficienten f und dem bis zum Stillstande noch zu durchlaufenden Wege s auf: *)

$$\frac{1}{2g}\left(P + p\,\frac{k^2}{r^2}\right) v^2 = f P s \ldots . \quad (1)$$

Setzt man nun $p = \frac{1}{10} P$, $\left(\frac{k}{r}\right)^2 = 0{,}54$, $f = 0{,}2$, so ergiebt sich $s = 0{,}273\ v^2$ oder

für	v = 10	15	20	Meter
„	s = 27,3	61,425	109,2	„

womit die vorstehenden Versuchsergebnisse durchaus nicht harmoniren. Diese Discordanz läßt sich indessen recht wohl begreifen, wenn man bedenkt, daß bei der obigen Formel absichtlich verschiedene einflußreiche Elemente nicht berücksichtigt worden sind, denen sich noch Rechnung tragen läßt. Dahin gehört vor allen Dingen die jetzt außer allen Zweifel gestellte Abhängigkeit des Reibungscoefficienten von der Geschwindigkeit; es wäre auch der Luftwiderstand und bei den obigen Versuchen die Wirkung der Schwere mit zu berücksichtigen, was indessen wegen der Geringfügigkeit dieser Einflüsse ohne Nachtheil unterlassen werden kann. Dagegen wollen wir die Formel dadurch ergänzen, daß wir die nach Versuchen von Poirée auf der Lyoner Eisenbahn gefundene und durch Bochet geschickt interpretirte Abhängigkeit der Reibung von der Geschwindigkeit*) mit in Rechnung ziehen. Diese Abhängigkeit wird durch die Formel:

$$F = \frac{f}{1 + \alpha v} P$$

ausgedrückt, in welcher

P den Druck, welchen die Räder auf die Schienen ausüben,

v die Geschwindigkeit in Metern pro Secunde,

f einen Coefficienten, welcher vom Zustande der Schienen abhängig ist und

bei möglichst trockenen Schienen zu 0,3

bei nassen oder bereiften „ „ 0,1

anzusetzen ist,

α einen von der Art des Gleitens abhängigen und bei direct auf den Schienen gleitenden Rädern $= 0{,}05$ zu setzenden Coefficienten,

bedeutet; daher wird die Bewegung des Wagens von dem Moment an, wo das als fast augenblicklich eintretend anzusehende Bremsen vollendet ist, ausgedrückt durch die Differentialgleichung:

$$\frac{P}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{fP}{1 + \alpha v} \text{ oder } \frac{1}{g}(1 + \alpha v)\, dv = f\, dt.$$

Durch Integration wird hieraus:

$$\frac{1}{2g}(1 + \alpha v)^2 = a f t + \text{Const.}$$

und sonach ist die der Anfangsgeschwindigkeit v_0 entsprechende totale Zeit:

$$T = \frac{(1 + a v_0)^2 - 1}{2 g f \alpha}. \quad \ldots . \quad (A)$$

Aus dieser Gleichung erhalten wir durch nochmalige Integration den durchlaufenen Raum, weil $v = \frac{ds}{dt}$ ist, und zwar wird:

$$1 + \alpha \frac{ds}{dt} = (1 + 2 f g \alpha t)^{1/2},$$

*) Siehe Civilingenieur, Band III, Seite 206.

*) Siehe Civilingenieur Band IV, Seite 246.

Ueber eine neue Methode der Verbindung der Zwingen mit den Pfählen unter Wasser.

Von

de Lagrené.

(Nach den Annales des ponts et chaussées. 4. sér. 1. ann. 4. cah.)

(Hierzu Tafel 19.)

Die Durchlässe der zwölf in der Seine zwischen Paris und Montereau in Bau begriffenen Wehre sind zumeist auf einer Betonschüttung gegründet, welche in eine aus Pfählen und Spundwänden gebildete, bei 0,6 Met. und 0,87 Met. unter dem Tiefwasserstande abgeglichene Umkleidung eingeschlossen ist. Auch die Roste der Schleußen dieser Wehre sind auf diese Weise fundirt und zwar in Tiefen von 0,7 bis 1,6 Meter unter dem Tiefwasserstande. Hierzu war ein Verfahren wünschenswerth, wonach die Verbindung der Zwingen mit den Pfählen ohne Schwierigkeit unter Wasser ausgeführt werden konnte.

Das nachstehend zu beschreibende System scheint zuerst an der Loire angewendet worden zu sein, wurde durch den Oberingenieur Chanoine bei den Arbeiten an der Yonne und oberen Seine eingeführt und ist auch bereits im J. 1856 in den Nouvelles Annales de Construction beschrieben worden; dasselbe ist jedoch einer weiteren Verbreitung werth, da es unter passenden Verhältnissen die Gründungen unter Wasser sehr erleichtert, bei nicht zu steinigem Boden die Spundwände sehr dicht herzustellen gestattet, und Letzteren, wenn man die Grube vorher auszubaggern Sorge getragen hat, beim Einschlagen am unteren Ende durch die Riegel, am oberen Ende durch provisorische und später wieder abzunehmende Holme eine gute Führung gewährt.

Wir wollen jetzt die verschiedenen Operationen beschreiben, welche zur Herstellung eines Fangdammes aus Pfählen und Bohlen erforderlich sind.

Beim Schlagen der Pfähle muß man bereits darauf sehen, daß man nicht zu viel abzuschneiden hat, und muß deshalb einige Probepfähle schlagen. Dieselben zeigen, bis zu welcher Tiefe ein Pfahl an der betreffenden Stelle eingestoßen werden kann, und da man andererseits das Niveau kennt, in welches sein Kopf zu liegen kommen soll, so läßt sich die erforderliche Länge des Pfahles recht gut bestimmen; trifft man nicht auf Steine, so läßt sich die Rammarbeit so dirigiren, daß der Pfahlkopf gerade bis zur beabsichtigten Höhe eingeschlagen wird, wo er dann seinen Ring behält.

Wird aber die Vorherbestimmung über die Länge, bis zu welcher der Pfahl eingetrieben werden kann, durch irgend eine Unregelmäßigkeit des Bettes getäuscht, so muß der Pfahl in der beabsichtigten Höhe abgeschnitten werden und besitzt also dann seinen Ring nicht mehr. In der Fig. 1 auf Taf. 19 ist angenommen, daß alle Pfähle dieselben noch besitzen.

Abschneiden der Pfähle. — Bei dieser Arbeit kann man sich der in Fig. 3 u. 4 dargestellten Säge bedienen, welche sich bei unseren Arbeiten gut bewährt hat. Sie wird von 4 Arbeitern hin- und hergezogen und gestattet das Abschneiden der Pfähle bis zu 1,4 Meter Tiefe unter dem Wasserspiegel.

Bohren der Löcher. — Ist der Pfahlkopf in dem gehörigen Niveau hergestellt, so bohrt man in dem Mittelpunkte ein verticales Loch, welches die Bestimmung hat, eine zur Befestigung der Zwingen an den Pfählen dienende aufgehauene Spitze aufzunehmen. Dieses Loch, welches ca. 2 Centimeter weit und 40 Centimeter tief sein muß, wird mittelst zweier Bohrer, eines Schraubenbohrers (Fig. 11) und eines Hohlbohrers (Fig. 8), gebohrt. Die Bohrer müssen hinreichend lange Stangen haben, um von einem gerade über dem Pfahle auf einem Floße stehenden Zimmermanne gedreht werden zu können. Bohrt man einen nicht gebundenen Pfahl, so muß man noch vorsichtiger sein, um ihn nicht zu sprengen; man wendet dann am besten verschiedene allmälig an Stärke zunehmende Bohrer an. Uebrigens muß der Durchmesser des Loches mit der Tiefe allmälig abnehmen und ungefähr die Form des aufgehauenen langen Nagels (Fig. 15) haben.

Um das Loch genau in der Axe des Pfahles bohren

zu können, ſetzt man auf den Pfahl eine Art von umgeſtülptem Trichter (Fig. 5) auf, deſſen enges Ende bis über das Waſſer hervorragt. Der Zimmermann ſchiebt den Bohrer in dieſes Geſtell, deſſen Axe genau mit derjenigen des Pfahles zuſammenfällt, und benutzt es zur Führung des Bohrers; damit es während dieſer Zeit vertical ſtehen bleibt, muß der Trichter tief genug über den Pfahl hinabgeſchoben ſein.

Wenn das Loch gebohrt iſt, ſo wird an Stelle des Bohrers ein eiſerner Spieß (Fig. 10) hineingeſteckt, deſſen Durchmeſſer etwas geringer als derjenige des ſpäter einzuſchlagenden Nagels iſt. Dieſer Spieß muß ſo lang ſein, daß er, wenn er 20 Centimeter tief eingeſchlagen iſt, noch mindeſtens 0,5 Meter über das Waſſer hervorragt. Erſt nachdem dieſer Spieß eingeſchlagen iſt, wird der Führungskorb auf den nächſten Pfahl aufgeſteckt.

Abnahme der Löcher. — Wenn in mehrere Löcher ſolche Spieße geſteckt worden ſind, ſo nimmt man ihre Lage genau auf. Hierzu muß man ſich zunächſt überzeugen, daß alle genau vertical ſind, und ſie nöthigenfalls durch leichten Druck in dieſe Stellung biegen; dann legt man ſeitweis an zwei Spieße ein langes hölzernes Richtſcheit in horizontaler Lage an und ſieht, ob alle anderen neben dem Richtſcheite ſtehenden Spieße daſſelbe ebenfalls berühren, wie es bei ganz accurat gebohrten Löchern der Fall ſein ſoll. Meiſt iſt dies nicht der Fall und man mißt dann die Abſciſſen und Ordinaten der Lothpunkte gegen das Richtſcheit, ſo daß man die Löcher in den Axen der verſchiedenen Hölzer auf dem Reißboden, wo man die Holme anfertigt, in natürlicher Größe auftragen kann.

Vorrichtung der Zwingen. — Die Zwingen ſind ein Paar parallellaufende Hölzer, zwiſchen denen etwa 1 Centimeter mehr Zwiſchenraum vorhanden iſt, als die Stärke der Spundplanken beträgt, und deren Abſtand durch parallelepipediſche Holzſtückchen oder Fröſche beſtimmt wird. Man wendet ebenſoviel Fröſche an, als Pfähle, und ſtellt dieſelben genau über die Pfähle.

Die Zwingen werden an den Fröſchen mittelſt horizontaler Schrauben (Fig. 1 und 14), welche ſeitwärts von den ſpäter einzuſchlagenden großen Nägeln angebracht ſind, befeſtigt, und um beim Eintreiben der Spundplanken einer Entfernung der beiden parallelen Zwingen vorzubeugen, verbindet man die Letzteren noch durch einige ſchmiedeeiſerne Krampen, gewöhnlich zwei für jedes Paar von Zwingen. Dieſe Krampen befinden ſich genau über der Mitte des einen der beiden äußerſten Pfähle und haben in der Mitte des horizontalen Theiles ein Loch, durch welches der lange Nagel eingeſchlagen wird, der zur Befeſtigung der Zwingen an den Pfählen dient. Die beiden abwärts gelegenen Enden ſind ebenfalls mit Löchern verſehen, in welche Nägel von der neben Fig. 13 gezeichneten Geſtalt eingeſchlagen werden, um die ſeitliche Verbindung mit den Fröſchen zu erſetzen, welche für die übrige Zwinge durch die horizontalen Schrauben bewirkt wird; dieſe Schraube kann nämlich an den äußerſten Zwingenenden nicht zu dieſer Verbindung benutzt werden, weil ſie auf den langen Nagel ſtoßen würde (Fig. 1).

Man kann immer 3 bis 4 Pfähle mit denſelben Zwingen zuſammenfaſſen (in Fig. 1 ſind des Raumes wegen einige Pfähle ausgelaſſen). Wenn das Einſchlagen ganz regelmäßig in gerader Linie zu ermöglichen wäre, ſo würde dieſe Zahl nur durch die Länge der Zwingen beſchränkt werden und die Axe jedes Fröſchchens würde genau der Axe der Pfähle entſprechen, aber dies iſt nur ausnahmsweiſe der Fall. Iſt die Abweichung der Pfähle eine geringe, ſo kann die Axe eines mittleren Pfahles etwas neben die Axe des Froſches oder auf die Seite der einen der beiden Zwingen, ja ſogar ganz neben dieſelbe fallen; in den beiden erſten Fällen kann man den langen Nagel unbedenklich nach der Axe des Pfahles einſchlagen und wenn ſie ganz herausfällt, ſo kann man ſie an einem beſonders deshalb an der Seite angebrachten und mittelſt deſſelben Schraubenbolzens, welcher ſchon die Zwingen und den mittleren Froſch verbindet, befeſtigten Fröſchchen anheften; erſcheint jedoch der Abſtand zu bedeutend, um dieſes Auskunftsmittel anwenden zu können, und verurſacht es gerade keine beſonderen Nachtheile, wenn die Spundwand nicht ganz geradlinig wird, ſo muß man kürzere Zwingen nehmen und einen Bruch in der Linie der Spundwand herſtellen. Dieſe Erklärung zeigt zur Genüge, wie man durch einiges Probiren auf der abgenommenen Zeichnung über die genaue Lage der Mittelpunkte der verſchiedenen Pfähle dahin gelangen kann, die Pfähle durch Zwingen untereinander zu verbinden, wenn ſie auch noch ſo ſtark von der geraden Linie abweichen.

Aufbringen der Zwingen. — Sind in der beſchriebenen Weiſe ein Paar Zwingen für mehrere Pfähle vorgerichtet worden, ſo bohrt man an den Stellen, wo die Axe eines Pfahles ſich befindet, ein Loch, führt die verbundenen Hölzer auf das Floß oder Gerüſt, ſchiebt die Löcher über die in die Pfähle eingeſchlagenen Spieße und läßt ſie daran langſam hinabgleiten, bis ſie auf den Pfählen aufſitzen. Hierauf bleibt nur noch übrig, daß man die Spieße durch die bis an den Kopf eingeſchlagenen langen aufgehauenen Nägel (Fig. 15) erſetzt.

Um das Letztere ſicher ausführen zu können, ſchiebt man über die Spieße eine hinreichend weite hölzerne Lutte, welche nur auf $^2/_3$ ihres Umfanges geſchloſſen und am Boden mit Spitzen verſehen iſt, mit denen ſie ſich für den Augenblick auf den Zwingen feſtſtellt; man zieht den Spieß heraus und bringt an ſeine Stelle in der Lutte den Nagel (Fig. 15), den man dabei mittelſt der Zange (Fig. 7) einführt. Endlich treibt man ihn, wenn man die Ueberzeugung gewonnen hat, daß er in das Loch eingedrungen iſt, mittelſt des Aufſetzers (Fig. 9) ein, nimmt die hölzerne Führung

wieder weg und rückt zu einem anderen Pfahle weiter. Kommt man an den Pfahl, welcher unter dem Ende einer Zwinge ſteht, ſo ſetzt man aus und läßt den Spieß ſtecken, weil er bei der Aufbringung des Endes der nächſtfolgenden Zwingen wieder gebraucht wird und der Nagel, welcher hier eingeſchlagen wird, beide Zwingen verbinden ſoll.

Es wird nicht überflüſſig ſein, hier noch zu bemerken, daß man leicht die Zwingen und den Froſch etwas einſchneiden, resp. darunter etwas unterlegen kann, wenn etwa ein Pfahlkopf nicht ganz genau in der richtigen Höhe liegen ſollte.

Zur Beſichtigung der Pfahlköpfe kann man ſich auch des in Fig. 12 dargeſtellten Sehrohres bedienen.

Geſtalt der Fröſche. — Die Länge eines Froſches iſt der Stärke des Pfahles, auf welchem er zu ſtehen kommt, ſeine Höhe der Höhe der Zwingen und ſeine Stärke (nach Abzug der beiden an den Seiten etwa um 3 Centimeter hervorragenden Kämme) dem Abſtande dieſer Zwingen gleich zu nehmen. Dieſe Kämme ſind ſo hoch, als der Froſch, am Boden halb ſo lang als dieſer und übrigens ſchief geſchnitten, wie es die Fig. 14 deutlich zeigen.

Verbindung der Zwingen. — Die einzelnen Stücken, aus denen ein Zwingenſtrang beſteht, ſind mittelſt eines ſchiefen Blattes (Fig. 1) aneinandergeſtoßen. Jedes Stück iſt demnach an ſeinen Enden nach entgegengeſetzten Seiten abgeſchrägt und bildet am einen Ende das Deckblatt, am anderen die Unterlage des nächſtfolgenden Stückes. Die Mitte der Blätter muß ſich gerade über dem entſprechenden Pfahle befinden; an Stelle der Fröſche treten dann zwei halbe Fröſchchen, wovon jedes zu einem anderen Zwingenpaare gehört. Dieſelben ſind ſo angebracht, daß ſie zuſammen wieder ein ganzes Fröſchchen mit ſchiefem Kamm bilden, wenn die zum Deckblatt gehörige Hälfte über die Unterlage gelegt wird; ſie werden alſo dadurch erhalten, daß man einen ganzen Froſch in der ſchiefen Richtung des Blattes durchſchneidet. Jedes halbe Fröſchchen iſt mit den beiden Hölzern durch eine Krampe und zwei Nägel verbunden; bei der unteren Blatthälfte liegt die Krampe natürlich ebenfalls unten, bei der oberen dagegen oben. Der lange Nagel, welcher in der Axe jedes Pfahles eingeſchlagen wird, geht ſonach durch die obere Krampe, das obere halbe Fröſchchen, das untere halbe Fröſchchen und die untere Krampe hindurch, ehe er in den Pfahl eindringt.

Die Verbindung der Zwingen an den Ecken eines Fangdammes geſchieht in ganz ähnlicher Weiſe, nur wird dort kein ſchiefes, ſondern ein einfaches Blatt, welches bis auf die halbe Holzſtärke eingeſchnitten iſt, angewendet, wie man am linken Rande von Fig. 1 ſieht.

Dieſe Verbindungsweiſe der Zwingen mit den Spundwänden iſt von mir in Waſſertiefen bis zu 2 Metern angewendet worden, und obgleich ſie von ungeübten Zimmerleuten ausgeführt worden iſt, ſo iſt die Arbeit doch raſch gegangen und gut geworden.

Die Geſtehungskoſten an Arbeitslöhnen kann man zu 60 Francs pro Cubicmeter anſetzen.

Ueber den Geſchwindigkeitsverluſt bei Riemenvorgelegen.

Von

Kreſt.

(Nach den Annales des Mines. 6. sér. tome I, 1. livr. de 1862.)

Man nimmt gewöhnlich an, daß bei Riemenvorgelegen die Geſchwindigkeit der treibenden Welle im umgekehrten Verhältniß der Durchmeſſer der Riemenſcheiben übertragen werde, wenn der Riemen urſprünglich eine genügende Spannung erhalten hat, um nicht zu rutſchen. Ich werde aber im Nachſtehenden zeigen, daß die Geſchwindigkeit niemals genau übertragen werden kann, daß vielmehr die getriebene Welle ſtets etwas langſamer laufen muß, und daß dieſer Geſchwindigkeitsverluſt in vielen Fällen beträchtlich genug ausfallen kann, um nicht vernachläſſigt werden zu dürfen.

Bezeichnen wir die treibende Riemenſcheibe mit A, ihren Halbmeſſer mit r und ihre Winkelgeſchwindigkeit mit ω, ſei ferner für die getriebene, auf einer mit der Kraftwelle parallelen Welle ſitzende Riemenſcheibe B der Halbmeſſer und die Winkelgeſchwindigkeit mit r_1 und ω_1 und die an ihrem Umfange entgegenwirkende Kraft mit F bezeichnet, ſo muß bei einer gleichförmigen Bewegung in dem führenden Riemenſtücke die Spannung T und im geführten die Spannung T_1 vorhanden ſein und es muß

$$T - T_1 = F$$

ſein. Nun ſind aber die Riemen aus einem elaſtiſchen Stoffe gefertigt, deſſen Spannung ſich nicht verändern kann, ohne daß eine Dehnung darin eintritt, und daher wird der Abſtand zweier beliebigen Punkte eines in Bewegung befindlichen Treibriemens von der Spannung des dazwiſchen liegenden Riemenſtückes abhängig ſein. Da die Bewegung eines Riemens eine permanente iſt, ſo muß die Menge der Materie, welche in derſelben Zeit durch verſchiedene Punkte hindurchgeht, eine gleiche ſein, es muß alſo die in derſelben Zeit durch verſchiedene Punkte gehende urſprüngliche Riemenlänge eine conſtante ſein, wenn man unter der urſprünglichen Länge eines geſpannten Riemenſtückes diejenige Länge verſteht, welche es haben würde, wenn es nicht geſpannt wäre.

Bezeichnet man mit l diejenige Riemenlänge, welche ſich bei der Spannung T_1 in der Zeit t auf die Rolle B aufwickelt, ſo wird ſich gleichzeitig davon eine Riemenlänge l_1 mit der Spannung T abwickeln, deren urſprüngliche Länge der urſprünglichen Länge des aufgewickelten Riemenſtückes gleich iſt; es muß aber die wirkliche Länge l kleiner ſein, als die wirkliche Länge l_1 und es muß alſo auf der Rolle B ein Rutſchen des Riemens in der Richtung der Bewegung ſtattfinden. Ebenſo iſt die wirkliche Länge des in der Zeit t auf der Riemenſcheibe A aufgewickelten Riemenſtückes größer als die wirkliche Länge des ſich abwickeluden Riemenſtückes und es wird alſo hier ein Rutſchen in entgegengeſetzter Richtung zur Bewegung ſtattfinden.

Sei α die auf die Längen- und auf die Spannungseinheit bezogene Dehnung des Riemens, ſo ſind die urſprünglichen Längen der in der Zeit t auflaufenden Riemenſtücke $\frac{r\omega t}{1+\alpha T}$ und $\frac{r_1\omega_1 t_1}{1+\alpha T_1}$, und da dieſelben untereinander gleich ſein müſſen, ſo folgt

$$\frac{\omega_1}{\omega} = \frac{1+\alpha T_1}{1+\alpha T} \cdot \frac{r}{r_1}.$$

Die Winkelgeſchwindigkeiten der beiden Wellen verhalten ſich alſo zu einander umgekehrt wie die Halbmeſſer multiplicirt mit einem Coefficienten, der nur für den Fall, wo keine Spannung im Riemen vorhanden wäre, alſo auch keine Arbeit verrichtet würde, oder für den Fall einer unendlich großen Anfangsſpannung der Einheit gleich werden kann. Es wird demnach ſtets ein Geſchwindigkeitsverluſt eintreten und das Auskunftsmittel, welches man gewöhnlich hiergegen ergreift, nämlich die ſtärkere Anſpannung der Riemen, wird mehr ſchädlich als nützlich wirken, weil dadurch die paſſiven Widerſtände der Transmiſſion erhöht werden.

Man kann die Größe dieſes Geſchwindigkeitsverluſtes ohne Mühe beſtimmen. Ich habe nämlich durch Verſuche gefunden, daß der Coefficient α bei gewöhnlichen, ſchon einige Zeit benutzten Riemen den Werth $\alpha = \frac{0{,}16}{q}$, bei ganz neuen Riemen den Werth $\alpha = \frac{0{,}21}{q}$ beſitzt, wenn man die Längen in Metern, die Spannungen in Kilogrammen und die Querſchnitte q in Quadratmillimetern nimmt. Nun belaſtet man die Riemen gewöhnlich mit ¼ Kilogramm pro Quadratmillimeter des Querſchnittes, man hat alſo

$$q = 4\,T$$
$$\alpha T = 0{,}04 \text{ bei alten Riemen,}$$
$$\alpha T = 0{,}0525 \text{ bei neuen Riemen.}$$

Nach der bekannten Theorie der Riemenvorgelege findet ferner zwiſchen der Spannung T und T_1 des führenden und geführten Riemenſtückes die Abhängigkeit

$$T : T_1 = e^{f\beta} : 1$$

ſtatt, worin f den Reibungscoefficienten des Riemenleders auf dem Material der Riemenſcheibe, e die Baſis der natürlichen Logarithmen und β das Verhältniß des vom Riemen bedeckten Scheibenumfanges zum Halbmeſſer bedeutet. Soll der Riemen nicht rutſchen, ſo muß $T < T_1 e^{f\beta}$ ſein. Gewöhnlich ſetzt man in der Praxis $T = 0{,}9\, T_1 e^{f\beta}$ und hieraus wird für einen Lederriemen auf einer gußeiſernen Scheibe, wenn er über die Hälfte der Letzteren weggelegt iſt, $T = 2{,}16\, T_1$. Nehmen wir, um nicht zu übertreiben, blos $T = 2\, T_1$ an, ſo erhalten wir für den Coefficienten $\frac{1+\alpha T_1}{1+\alpha T}$

bei gebrauchten Riemen $\frac{1{,}02}{1{,}04} = 0{,}987$

bei neuen Riemen $\frac{1{,}0262}{1{,}0525} = 0{,}975.$

Hiernach wird die getriebene Welle ungefähr um zwei Umdrehungen gegen die treibende Welle zurückbleiben, und wenn dies auch bei einer einmaligen Uebertragung mittelſt Riemen nicht viel zu bedeuten haben mag, ſo können doch daraus bedeutende Verſchiedenheiten zwiſchen der wirklichen und der beabſichtigten Geſchwindigkeit hervorgehen, wenn mehrere Riemenvorgelege aufeinander folgen, wie dies ja in vielen Fabriken der Fall iſt. Iſt nämlich jener Coefficient für die einmalige Umſetzung $= 0{,}98$, ſo iſt er bei einer Wiederholung gleich den Potenzen dieſes Bruches, alſo

0,98 0,96 0,94 0,92 0,90

und man ſieht, daß bei der fünften Wiederholung bereits 10 Proc. der urſprünglichen Geſchwindigkeit verloren gegangen ſind; bei der 34. Wiederholung würde die Geſchwindigkeit bis auf die Hälfte reducirt worden ſein.

Ich habe zahlreiche Beobachtungen zur Conſtatirung dieſer Thatſache angeſtellt und habe gefunden, daß in allen den Fällen, wo die Riemenvorgelege nicht zu weit von den durch die Rechnung feſtgeſtellten Verhältniſſen abweichen, auch ungefähr der Coefficient 0,98 anwendbar iſt.

Um meine theoretische Ableitung noch näher zu prüfen, habe ich auch Versuche mit verschiedenen Riemenspannungen angestellt. Hierzu bediente ich mich eines Riemens aus vulkanisirtem Kautschuk, für welches Material α ziemlich $= \frac{q}{1}$ gesetzt werden kann, so daß man sehr große Geschwindigkeitsverluste erhält; dieser Riemen ging über zwei gleich große Scheiben und auf der Welle der einen Scheibe war ein schwacher Brems angebracht. An dem Riemen selbst waren Theilstriche in gleichen Abständen angegeben, wodurch sich die eintretenden Drehungen leicht abnehmen ließen, und ich habe gefunden, daß die Beobachtungsergebnisse sehr gut mit der Theorie harmonirten.

Aus vorstehenden Betrachtungen dürfte sich für die Anlage von Riemenvorgelegen das praktische Resultat ergeben, daß man wohlthun wird, die treibende Riemenscheibe um $^1/_{50}$ höher, oder die getriebene Scheibe um ebensoviel niedriger zu machen, als die einfache Rechnung fordert.

Anwendung des Hebers, als Mittel, um auf leichte Weise ohne Betriebskosten Wasser in die verschiedenen Stockwerke der Häuser zu bekommen.

Von

W. Jeep, Privat-Ingenieur in Cöln.

(Hierzu Tafel 20.)

Ein einfaches Mittel, um aus einem nicht zu fern von einem Hause liegenden Brunnen Wasser in die verschiedenen Stockwerke desselben zu bringen und als Betriebskraft oder Kraft für den Transport des Wassers theils das schmutzige in den verschiedenen Haushaltungen erzeugte Wasser, theils, wo dieses nicht hinreicht, das auf dem Speicher oder Boden des Hauses aufgesammelte Regenwasser zu benutzen, soll in dem Folgenden beschrieben werden.

Es ist in Fig. 1 ein Schnitt durch zwei Stockwerke eines Hauses mit dem zum Wasserheben erforderlichen Apparate gezeichnet, in Fig. 2 der Durchschnitt eines Apparates, wie derselbe in dem unteren, und in Fig. 3 ein ebensolcher, wie er in dem obersten Stockwerke angebracht werden muß.

Zweckmäßig ist es, diese Apparate in Stockwerken, in denen nur eine Familie wohnt, in den Küchen derselben aufzustellen, weil in denselben das meiste Wasser gebraucht wird, in Stockwerken aber, in denen mehrere Familien Wohnung erhalten, dieselben auf einen Platz zu stellen, welcher allen Familiengliedern zugänglich ist.

Die Anlage solcher Apparate ist nicht kostspielig und steht in keinem Verhältniß zu den Vortheilen, welche dieselben dem Hausherrn und den Miethern bieten können.

Der Apparat, welcher in dem obersten Stockwerk aufzustellen ist, besteht aus drei übereinander stehenden Gefäßen A, B und C, welche durch Rohre mit einander und mit der äußeren Luft in Verbindung gesetzt, oder durch Hähne abgeschlossen werden können.

Jedes dieser Gefäße faßt, wenn die Einrichtung für eine Familie ist, 4 Eimer Wasser, d. h. von den gewöhnlichen Trageimern, wie dieselben zum Wassertragen üblich sind.

Das untere Gefäß C dient zur Aufnahme des guten aus dem Brunnen kommenden Wassers, das mittlere B und das obere A aber zur Aufnahme und Beförderung des schmutzigen und im Nothfall des Regenwassers.

Ueber dem Gefäß A liegt ein nach Innen etwas vertiefter Deckel D, der rund herum mit einem niedrigen aufwärts gebogenen Rande versehen ist und in der Mitte eine durch ein Sieb verschlossene Oeffnung hat (Fig. 3).

Dieser Deckel dient einmal zum Eingießen des Wassers in den Apparat, kann aber auch als Spülstein benutzt werden, wobei der Vortheil entsteht, daß alles Wasser, welches gebraucht wird, in das Gefäß A gelangt. Das Sieb in der Mitte des Deckels hält die dicken in dem Wasser befindlichen Sachen zurück.

Von dem Deckel D gelangt also das Wasser frei in das Gefäß A, woselbst es verbleiben muß, bis es zum Aufziehen anderen Wassers benutzt wird.

Das Rohr E kommt von dem Speicher aus dem zum Aufbewahren des Regenwassers dort aufgestellten Reservoir. Dasselbe hat einen, durch einen Hahn verschließbaren, Ansatz, daß das ausfließende Regenwasser gerade auf den Deckel D

fällt und zur Reinigung desselben benutzt werden kann. Außerdem kann man aber auch hier Regenwasser zum häuslichen Gebrauch abziehen.

In das Regenwasserreservoir gelangt das Wasser vom Dache aus, indem die Rohre, welche aus den Rinnen kommen, dasselbe in das Reservoir führen und das Wasser erst dann in das Freie kommt, wenn das Reservoir gefüllt ist.

Aus dem Gefäße A kommt nun das Wasser in das zweite B, indem man den Hahn bei F öffnet. Dieser hält gleichzeitig die zwei Rohre GG und HH verschlossen und werden diese beiden gemeinschaftlich geöffnet, wenn der Drücker des Hahnes in entsprechender Weise gedreht wird.

Das Rohr G mündet in das Gefäß A dicht am Boden desselben und tritt an beliebiger Stelle in die Seitenwand des Gefäßes B.

Das Rohr H ist durch die Seitenwand des Gefäßes B geführt und zwar dicht neben der Stelle, an welcher das Rohr G in dieses Gefäß mündet. Es ist im Inneren von B nach oben und zwar bis dicht unter die Scheide zwischen den Gefäßen A und B hinaufgeführt, während dasselbe außerhalb von B nach oben geführt wird, um den Durchgang desselben durch den Hahn F zu erhalten.

Wird also der Hahn, nachdem in A Wasser angesammelt ist, geöffnet, so tritt dieses durch das Rohr G in den Raum B, während die in diesem enthaltene Luft durch das Rohr H zu entweichen gezwungen wird.

Der obere Theil des untersten Gefäßes C steht durch das Rohr I mit dem oberen Theile des mittleren Behälters B in Verbindung, ist jedoch, wie aus der Zeichnung ersichtlich, in dieses einzuführen, damit nicht schmutziges Wasser in das reine treten kann. In dem Rohre I befindet sich zum Abschlusse der Hahn K.

Aus den Boden der Gefäße B und C führen zwei Rohre abwärts und zwar möglichst dicht neben einander, damit zwei in ihnen befindliche Hähne L und M durch einen Schlüssel geöffnet und geschlossen werden können. Die Rohre selbst heißen N und O.

Das aus dem Gefäße B kommende Rohr N führt nach einem Gefäße, welches zur Aufnahme des schmutzigen Wassers bestimmt ist, während das Rohr O in ein höher gelegenes, welches reines Wasser enthält, geführt wird.

Aus dem Gefäße oder Behälter C führen zwei Rohre nach außen, welche P und Q genannt wurden und durch den gemeinschaftlichen Hahn R verschlossen oder geöffnet werden können. Das Rohr P dient zum Wasserausfluß und ist deshalb in dem Boden selbst oder dicht über demselben anzubringen, während Q zum Eintritt der Luft in C dienen soll und demnach bis dicht unter den Boden des Gefäßes B geführt ist.

Die Gefäße sind aus reinem verzinnten Eisen gefertigt und luftdicht auf einander befestigt. Zur Reinigung derselben sind an geeigneten Plätzen Thüren angebracht, welche einen luftdichten Verschluß gestatten.

Ist in dem Raume B Wasser und zwar so viel, daß er fast ganz angefüllt ist, so öffnet man die Hähne L und M in den Rohren N und O und hierauf dann K in dem Rohre I. Wenn in C und D nicht gleicher Luftdruck enthalten ist, so wird dieser durch das geöffnete Rohr I sofort hergestellt werden. Durch das Rohr N wird das Wasser aus B ausströmen, in C die Luft verdünnen und durch O Wasser nach C kommen und zwar eine Menge, welche der aus D austretenden fast gleich sein wird. Je größer der Unterschied in der Höhe zwischen dem Gefäße, in welches das Wasser durch N eintritt und dem, aus welchem es durch O kommt, ist, desto größer wird die Geschwindigkeit des aufsteigenden Wassers sein.

Dieser Apparat ist in Figur 3 abgebildet.

In den unteren Stockwerken ist der Apparat dem Principe nach derselbe, aber die Anwendung der Gefäße A, B und C ist eine andere, weil durch diese Gefäße das Wasser gehen muß, ehe es in die höher gelegenen Stockwerke kommt, wenn nicht in jedem Stockwerke des Hauses besondere Reservoirs angebracht werden sollen, was jedenfalls zu bedeutenderen Ausgaben bei der Anlage Veranlassung geben würde und gar keine Vortheile hätte.

Der Apparat für das untere Stockwerk ist in Figur 2 abgebildet.

Es ist A′ der Behälter, welcher das Wasser, das gebraucht ist, aufnimmt, aus welchem es durch das Rohr G′ in das unter A′ befindliche Gefäß B′ gelangt. H′ ist das Luftrohr, welches die Luft aus dem Raume in B′ entweichen läßt. Verschlossen werden die Rohre G′ und H′ durch den Hahn F′.

C′ ist das Reservoir für das frische Wasser. Dasselbe ist durch das durch den Hahn K′ verschließbare Rohr I′ mit dem Raume D′ verbunden. Q′ und P′ sind die Rohre, welche Luft in und Wasser aus C′ lassen und R′ der Hahn, durch welchen ihr Verschluß erfolgt.

N ist das Rohr, welches aus dem oberen Stockwerke Wasser aus B nach B′ führt und O dasjenige, welches reines Wasser aus C′ nach C bringen soll.

S ist ein Lufthahn, um in C′ Luft eintreten zu lassen, wenn das Wasser aus diesem Raume aufsteigen soll.

E′ (Fig. 1) ist die Fortsetzung des Rohres vom Speicher, durch welches Regenwasser nach dem Gefäße A′ gebracht werden kann.

N′ und O′ sind die Rohre, welche aus B′ und C′ nach dem Reservoir D″ für schmutziges und C″ für reines Wasser führen. Dieselben sind durch die Hähne L′ und M′ verschließbar.

In Fig. 1 ist die Anordnung für ein Haus, welches aus Parterre und zwei Stockwerken besteht, gezeichnet nach

einer dem Schreiber aus England zugekommenen Skizze, woselbst mehrere dieser Apparate in Thätigkeit sein sollen.

Es bezeichnen in dieser Figur die vorher gebrauchten Buchstaben die gleichen Theile, daß also eine nochmalige Erklärung überflüssig sein wird.

Ueber den Gebrauch wird noch Nachstehendes bemerkt.

Die Parterrebewohner nehmen das Wasser direct aus dem Reservoir C″ und erhalten Regenwasser durch das Rohr E″, welches Verlängerung von E und E′ ist, und die Bewohner der zu ebener Erde gelegenen Räume nicht hinter denen der übrigen Stockwerke in Bezug auf Regenwassergebrauch zurückläßt.

Gebrauchen die Leute des ersten Stockwerkes Brunnenwasser und ist ihr Gefäß C′ nicht mehr mit solchem gefüllt, so lassen dieselben ihr unbrauchbares Wasser in B′ ab, öffnen die Hähne L′ und M′, sowie den Hahn K′, schließen aber den Hahn S, wenn derselbe offen stehen sollte. Es wird sich dann sofort C′ mit Wasser aus C″ füllen, B′ sich dagegen in die Schlinggrube B″, welche im Keller des Hauses gelegen ist, entleeren.

Haben aber die Leute im zweiten Stockwerke kein Wasser und ist auch in dem ersten kein reines Wasser vorhanden, so müssen sie ein etwas umständlicheres Verfahren anwenden, weil sie dann erst in das Gefäß C′ des ersten Stocks Wasser lassen müssen, ehe sie dasselbe erhalten können.

Zu dem Ende öffnen sie die Hähne L′ und M′ in den Rohren N′ und O′ und ebenso den Hahn K′, schließen aber den Lufthahn S auf dem Gefäße C′. Es wird dann sofort Wasser aus C″ in C′ treten, wenn in B′ Wasser ist, welches nach B″ ausfließen kann. Ist dies nicht der Fall, so muß Wasser nach B′ geführt werden, wozu man zuerst das in B und A befindliche Wasser, und wenn dies nicht ausreichend ist, Regenwasser nimmt. Es wird dies nach B′ gelassen, indem man die Hähne L′ und M′ der Rohre N′ und O′ schließt, aber den Hahn F und ebenso L und M, weil L allein nicht zu öffnen ist, öffnet; außerdem öffnet man die Hähne R und K′, wobei sich der Hahn S schließt, weil K′ und S so verbunden sind, daß sich der eine schließt, wenn der andere geöffnet wird.

Es kann dann das Wasser aus A nach B gelangen, durch R und das Rohr Q Luft in und aus C′ treten, durch das Rohr N und den Hahn L Wasser nach B′ gelangen. Die in B′ enthaltene Luft nimmt dann ihren Weg durch das Rohr I nach C′ und von da durch das Rohr O in das Gefäß C und das Rohr Q und gelangt schließlich durch den Hahn R ins Freie.

Nachdem dann B′ mit Wasser gefüllt ist, wird der frühere Stand der Hähne wieder hergestellt, nämlich L′ und M′ geöffnet, L und M geschlossen und R geschlossen, während man F offen läßt und die Zeit, in welcher C′ sich mit Wasser füllt, benutzt, um B wieder mit Wasser anzufüllen, damit das Brunnenwasser, wenn C′ damit angefüllt ist, nach C gebracht werden kann.

Hat man C′ voll Wasser, so werden die Hähne L′ und M′ geschlossen, S geöffnet und demnach vermöge der erwähnten Verbindung K′ geschlossen. Dann werden noch der Hahn K in dem Rohre I und die Hähne L und M in den Rohren N und O geöffnet.

Es tritt dann das Wasser aus B nach B′ und demnach das aus C′ nach C. Der Raum C′ steht mit der äußeren Luft in Verbindung und damit dies auch mit dem Raume B geschehen kann, ist das Röhrchen T von B′ nach dem zweiten Stockwerke geführt und daselbst mit einem Hahne U versehen, der, wenn die erwähnte Verbindung mit der Luft herbeigeführt werden soll, geöffnet wird, sonst aber geschlossen sein muß.

Damit nun die Bewohner des zweiten Stockwerkes im Stande sind, die Hähne L′ und M′, sowie S und K′ zu bewegen, ohne in den ersten Stock herabzugehen, führen starke Drahtzüge an denselben in die Höhe, welche aber im zweiten Stock mit Handhaben versehen sind und vor einem Nummerbrett stehen, welches wie die Figur 4 zeigt, eingerichtet ist.

Es sind a, b, c und d die Drahtenden, welche mit den Hebeln der Hähne in Verbindung stehen, dieselben gehen durch die Führungen e, f, g und h an dem Brette V V und sind mit den als Handhaben dienenden Augen i, k, l und m versehen. Werden nun die Drähte in der Richtung der Pfeile bewegt, also an denselben gezogen, so werden die Hähne, welche numerirt sind und zwar so, daß

$$S = 1;\quad K' = 2$$
$$L' = 3;\quad M' = 4$$

heißt, in der Weise geöffnet oder geschlossen, wie dies über dem jedesmaligen Pfeile angegeben ist.

Dies ist aber dann eingetreten, wenn die Oberkanten der als Handhabe dienenden Griffe bis zu der Linie n, o, die horizontal über das Brett geht, bewegt oder aufgezogen sind.

Die Bewohner des ersten Stockwerkes können die Hähne mit Handhebeln öffnen und haben sich in keiner Weise um die Drähte zu kümmern, welche auch so angeordnet werden müssen, daß sie denselben bei ihren Arbeiten nicht hinderlich sind.

Damit aber die Einwohner des zweiten Stockwerkes den Hahn U in dem Luftröhrchen T zu schließen vermögen, wenn derselbe unachtsamer Weise offen geblieben ist, führt ein Draht von dem Bewegungshebel desselben nach unten, an welchem nur zu ziehen ist, um den Verschluß herbeizuführen.

In das Reservoir C″ kommt das Wasser mittelst einer kleinen Centrifugalpumpe mit Leichtigkeit und großer Schnelligkeit.

an welchem der Bau ausgeführt wurde, eingerichtet, der ungefähr 130 Fuß über dem Tiefsten der Baufohle lag.

Es waren für den Bau ziemlich einfache Gerüste und ebenfolche Aufzugmaschinen in Anwendung, als der Schreiber dieses auf den Platz kam.

Die Letzteren bestanden in einem kleinen Laufkrahn, der aber zum Aufziehen der Lasten nur einen Wellbaum mit zwei Kurbeln trug, und ebenso bestanden die drei anderen vorhandenen Aufzüge aus gewöhnlichen Wellbäumen mit Kurbeln. Es waren weder Bremsen, noch irgend welche andere Vorkehrungen vorhanden, um Lasten herabzulassen, oder in einer bestimmten Höhe festhalten zu können.

Es war auch nicht Zeit, um ordentliche Windwerke anfertigen zu lassen und aufstellen zu können, weil der Bau mit großer Geschwindigkeit vollendet werden sollte und zu einem gewissen Termin fertig gestellt sein mußte.

Um nun bei dem Herablassen der Baumaterialien und sonstiger Sachen nicht auf das Halten und Drehen der Arbeiter an den Kurbeln warten zu müssen, durch deren Unachtsamkeiten schon mehrere Unglücksfälle vorgekommen waren, ließ der Schreiber dieses, um auch Zeit bei dem Herablassen, welches bei dem größten Theile des Baues der Haupttransport war, die nachstehend beschriebene Vorrichtung versuchsweise ausführen, welche später auch für die übrigen Hebeapparate angewendet wurde und welche sich als äußerst zweckmäßig erwies.

Der Apparat zeichnete sich namentlich dadurch aus, daß derselbe für jede beliebige Last anwendbar war, weil die Last selbst das Mittel dabei ist, welches das Bremsen bewirkt, nicht aber eine auf Hebelwerke wirkende Kraft, wobei außer bedeutenden Hebelwerken noch große Kraft aufgewendet werden muß, wenn eine größere, herabgehende Last aufgehalten werden soll, und da solche Bremsen meistens für gewisse größte oder als größte angenommene Lasten construirt werden, so hört ihre vollständige Wirkung, d. h. die Möglichkeit, die herabgehende Last in Stillstand zu versetzen, auf, und ist deshalb die Bremse nicht zweckentsprechend. Bei dem hier in Rede stehenden Apparate ist es jedoch gleichgültig, ob große oder kleine Lasten herabgelassen werden. Dieselben können immer, weil die Last selbst als Mittel zum Bremsen benutzt wird, sofort in Stillstand versetzt werden, auch wenn dieselben im schnellsten Laufen nach unten begriffen sind.

Dabei ist aber auch die Möglichkeit vorhanden, die Last mit jeder beliebigen Geschwindigkeit niedergehen zu lassen, weil die vermehrte Reibung ganz beliebig vermehrt oder verringert werden kann.

Anfänglich glaubte man, die Wirkung des Apparates würde eine unsichere sein, und da es sehr schwierig schien, die Wirkungen desselben zu berechnen, so wurden Berechnungen über dieselbe gar nicht angestellt, sondern sofort der Apparat ausgeführt und durch Versuche seine Tauglichkeit ermittelt.

Die Versuche fielen sehr günstig aus und später ist auf Veranlassung des Schreibers eine solche Vorrichtung für ein großes Lagerhaus, wo die größten Lasten herabgelassen werden, angewendet und hat sich dieselbe an dieser Stelle ebenso gut bewährt, als bei den kleinen Lasten, für welche die erste Ausführung gemacht wurde. Es fand allerdings eine etwas abgeänderte Construction statt, welche weiter unten angegeben werden soll.

Der einzige Uebelstand, welcher sich bei dem Gebrauche gezeigt, aber durch die letzt anzugebende Construction ziemlich beseitigt ist, ist der, daß, wenn die Last zu früh in Stillstand versetzt worden ist, diese, um weiter herabgelassen werden zu können, etwas gehoben werden muß und zwar nicht durch das Hebewerk oder die Winde, sondern durch den Bremsapparat.

Da der anfängliche Apparat zu diesem Zwecke nur mit einem Hebel versehen war, so war es nicht möglich, denselben für große Lasten in Anwendung zu bringen, und mußte deshalb nothwendig eine andere Anordnung getroffen werden, wenn der Apparat für größere Lasten benutzt werden sollte.

Was die Anschaffungskosten eines solchen Apparates betrifft, so werden dieselben in den einfachsten Fällen, d. h. für kleine Lasten, die einer ordentlichen Bremse nicht übertreffen, dagegen für große Lasten ganz bedeutend niedriger sein, als die der einfachsten bekannten Bremsvorrichtungen, die immer großartige Hebelwerke voraussetzen, wenn durch wenig Kraft die Bremswirkung hervorgebracht werden soll, und gewöhnlich ist es Forderung, daß ein Mann dieselbe erzeugt, wodurch den Maschinenfabrikanten häufig viel Nachdenken bereitet wird.

Der hiernach zu beschreibende Apparat wird nur durch einen Mann mit Leichtigkeit bedient. Er kann überall angebracht werden, wo überhaupt die Seilenden der Aufzugsmaschine so geleitet werden können, daß das von der Seiltrommel der Winde ablaufende und das mit der Last herabgehende Ende nahe zusammenliegen und ihre Bewegungen nach verschiedenen Richtungen gerichtet sind.

Dies wird in den meisten, wenn nicht in allen Fällen geschehen können, wenn man auch genöthigt sein sollte, das Seil über ein Paar Rollen zu leiten, nur um diese Lage und Bewegung der Seilenden zu erhalten.

Weiter unten werden solche Anordnungen, für einige schwieriger scheinende Fälle angewendet, gezeigt, resp. erklärt werden.

Die einfachste Verrichtung zum Bremsen auf die erwähnte Weise, wie dieselbe bei dem oben angegebenen Bau, so weit dem Schreiber bekannt, zum ersten Male angewendet wurde,

ist in den Figuren 1, 2 und 3 auf Tafel 21 dargestellt und zwar:

Fig. 1 in der Seitenansicht und in ungebremstem Zustande,

Fig. 2 in einer Seitenansicht und gebremstem Zustande,

Fig. 3 in einer Vorderansicht des gebremsten Apparates.

A ist eine feste Rolle, welche mit dem Gehänge B an einem Balken oder einem sonst zur Verfügung stehenden festen Punkte befestigt ist und sich um den Bolzen C drehen kann.

Auf dieser liegt das Seil D, D′ und geht das Ende D über die Rolle E nach dem Haspel oder der Winde, während das Ende D′ mit der Last in Verbindung steht.

Die Rolle E kann auch eine andere Lage, z. B. die in F, haben und das Seil statt in der Richtung G in der Richtung H nach dem Haspel führen.

Der Bremsapparat selbst besteht aus den Rollen I, K, L, M, welche sämmtlich in einem aus Schmiedeeisen gebildeten Gehäuse N, N liegen und auf ihren Bolzen O, P und Q drehbar sind.

Das Gehäuse N besteht aus zwei in einer Form der ähnlich, wie dieselbe aus der Zeichnung zu ersehen ist, ausgehauenen oder ausgeschmiedeten Eisen, welche durch die Stehbolzen R, R mit einander verbunden sind.

Das Gehäuse selbst ist um den Bolzen P, auf welchem die Rolle L befindlich, drehbar und entweder dieser Bolzen festgelegt oder das Gehäuse auf demselben fest, und der Bolzen, welcher dann eine Axe wird, in Lagern beweglich. Das erstere Verfahren wird aber in den meisten Fällen das Einfachste sein.

Das Seilende D′ geht dann um die Rolle L, wird zwischen den Rollen L und M hindurchgezogen und legt sich um die Rolle M, welche auf dem Bolzen Q an dem einen Ende des Gehäuses N angebracht ist.

Die Rollen I und K sind aus einem Stück erzeugt oder so mit einander verbunden, daß sie als ein Stück betrachtet werden können, und sind demnach nur gemeinschaftlich auf ihrem Bolzen O an dem der Rolle M entgegengesetzten Ende des Gehäuses N drehbar.

Um die Rolle K, welche etwas größer als die mit ihr verbundene I ist, ist das Seilende D, welches nach dem Haspel führt, so geschlungen, daß auf der Rolle von diesem Seilende eine Windung liegt. Hierdurch sind die Rollen I und K gezwungen, sich zu drehen, sobald das Seilende D Bewegung erhält.

Die Rolle I ist, wenn der Apparat nicht bremst, mit keinem Seilende in Verbindung.

Das Gehäuse, in welchem die Rollen liegen, läuft an der Seite der Rollen I und K in einen Handhebel aus, welcher zum Regieren des Apparates dient.

In Fig. 1 ist der Apparat in einer Lage gezeichnet, in welcher er stehen muß, wenn die Last, welche an dem Seilende D′ hängt, gehoben werden soll oder frei niederzulassen ist. Der Handhebel, welcher S genannt wurde, wird dann durch irgend eine Vorrichtung, einen eingeschlagenen Haken, ein Kettchen oder sonst welches Mittel, so festgehalten, daß der Apparat die gezeichnete Stellung nicht verlassen kann.

Soll dann die Last, welche über die Rolle M auf den Apparat einwirkt, also an dem Hebelarme PQ zieht, in plötzlichen Stillstand versetzt werden, so befreit man den Hebel S von seinem Halte, worauf die Last an D′ sofort den ganzen Apparat in die in Figur 2 gezeichnete Lage bringt.

Während des Heruntergehens der Last werden die Rollen I und K durch K und das Seilende D gemeinschaftlich in rotirende Bewegung versetzt und zwar in der Richtung des Pfeiles. Das Seilende D′ läuft aber in der entgegengesetzten Richtung und es wird demnach, während der Apparat aus der Stellung Fig. 1 in Fig. 2 übergeht, die Rolle I in Berührung mit dem Seile D′ kommen, und wenn es die Stellung Fig. 2 erreicht hat, diese Berührung mit einer der Last entsprechenden Kraft bewerkstelligt werden.

Durch diesen Druck oder diese Berührung und die entgegengesetzte Bewegung der Rolle I und des Seiles D′ entsteht eine sehr bedeutende Reibung zwischen der Oberfläche der Rolle und dem Seile, welche um so größer wird, je größer die Last von D′ ist.

Diese Reibung allein würde fast ausreichend sein, die Last aufzuhalten, aber dieser kommt, um die Wirkung sicherer zu machen, noch der Widerstand des stark eingespannten Seiles, welches sich durch den Apparat winden und ziehen muß, wenn die Last ferner noch fallen soll, zu Hilfe, und durch beide wird das Seil vollständig festgehalten und kann demnach die Last nicht weiter niedergehen.

Die Wirkung kann als eine momentane angesehen werden, da der Uebergang des Apparates aus der Stellung Fig. 1 in die Fig. 2 ein sehr rascher ist und um so rascher wird, je größer die Last ist.

Das Seil hat bei der Anwendung dieses Apparates nur sehr wenig mehr gelitten, als bei anderer Anwendung, und seine Dauer war fast ebenso lange, als dieselbe erfahrungsmäßig bei auf gewöhnliche Weise angewendeten Seilen ist.

Soll kein plötzlicher Stillstand der Last erfolgen, sondern dieser mit einer beliebig großen oder kleinen Geschwindigkeit niedergehen, so wird der Hebel S nicht sich selbst überlassen, sondern in einer entsprechenden Lage zwischen der der Fig. 1 und der Fig. 2 befestigt, welche so gewählt werden muß, daß die Reibung, welche zwischen den Rollen und dem Seile stattfindet, die bedingte Geschwindigkeit für die Last gestattet, daß also die Last diese Reibung überwinden und noch niedergehen kann.

Bei kleineren Lasten wird ein Arbeiter den Hebel ohne weitere Hilfe mit der Hand bewegen und halten können und ist demnach dies der einfachste Fall oder die einfachste Anwendung des Apparates.

Der bei dem vorerwähnten Bau angewendete Apparat war in nachstehenden Hauptdimensionen ausgeführt:

1) der Durchmesser der Rolle I = 4 Zoll,
2) „ „ „ „ K = 4½ Zoll,
3) „ „ „ „ L = 4½ „
4) „ „ „ „ M = 3½ „
5) die Entfernung P Q = 5 Zoll,
6) „ „ O P = 4½ Zoll,
7) die Länge des Handhebels von P aus gemessen gleich 4 Fuß,
8) der Durchmesser des Seiles gleich ⅝ Zoll.

Nach den Formeln des Herrn Professor. Weisbach trägt ein Hanfseil von d Zoll Durchmesser

$$P = 1571\ d^2 \text{ Pfund},$$

also in dem vorerwähnten Falle

$$P = 1571 \left(\frac{5}{8}\right)^2$$

$$= 1571 \,.\, 0{,}39 = \text{nahe } 612 \text{ Pfund}.$$

An den Seilen wurden Kübel von 88 Pfd. Schwere herabgelassen, in welchen 4 Cubikfuß Mörtel enthalten waren. Ein Cubikfuß Mörtel wiegt aber nahe 110 Pfd. und war demnach das Gewicht des Kübels mit seinem Inhalte = 528 Pfd. Mit dem Bremsapparate mußte aber noch das Seil und der Haken, an welchem der Kübel hängt, gehalten werden, was zusammen immerhin noch 30 Pfd. gewesen sein kann, daß also die von dem Bremsapparat zu haltende Last = 558 Pfd. gewesen ist.

Diese Last wurde mehrmals in Stillstand versetzt, wenn dieselbe im schnellsten Laufen nach unten war, wobei allerdings einmal ein ganz neues Seil zerbrach, aber hinreichend der Beweis geliefert ist, daß dieser Apparat die Last, welche überhaupt ein Seil zu halten vermag, in Stillstand bringen kann, auch wenn sie vorher mit großer Geschwindigkeit abwärts lief.

Ein Arbeiter hat den Apparat stets gehandhabt und sich gar nicht sehr dabei anzustrengen brauchen, weil die Fälle, wo ein Heben der Last nöthig wird, um derselben nochmals Bewegung zu ertheilen, nur selten vorkommen und dann nur eine augenblickliche Anstrengung fordern.

Um das Bremsen für einen langsameren Niedergang zu bewirken, war die Einrichtung getroffen, daß der Arbeiter mit Hilfe einer Knüppelfeder, durch welche ein großer Theil der Last ausgeglichen wurde, bei leichteren Belastungen diese sogar ganz von der Feder gehalten werden konnten, auf den Apparat einwirkte.

Hierzu war an geeigneter Stelle ein 2 Zoll starker Knüppel angebracht, an dessen einem Ende eine Kette befestigt war, die durch ein Auge am Ende des Hebels S gezogen und mittelst eines Hakens beliebig lang oder kurz gehängt werden konnte. Das zweite freie Ende der Kette reichte bis fast zum Boden und war daselbst mit einem großen Auge versehen, in welches der Arbeiter mit dem Fuße treten konnte.

Um das Bremsen dann herbeizuführen, hängt der Arbeiter den Hebel S durch die Kette mit der Feder zusammen und befreit ihn von dem ihn festhaltenden Bolzen oder Stifte, worauf der Hebel aufschlägt und von der Feder zurückgehalten wird. Hat der Arbeiter einige Uebung, so wird er die richtige Größe des Aufschlagens treffen, ohne nochmals nachhelfen zu müssen. Ist dies aber nöthig, so tritt er einfach in das oben erwähnte große Auge der Kette und zieht dadurch den Hebel S etwas herab, daß also dann die Last wieder freier fallen kann, hängt dann die Kette länger an, worauf der Hebel wieder aufschlagen kann. Diese Arbeiten erscheinen, wenn sie beschrieben werden, langwierig und complicirt, sind aber in Wirklichkeit äußerst einfach und sehr rasch auszuführen, so daß die Wirkungen eines solchen Bremsapparates für alle Lasten, welche das Seil und der Kübel oder die Winde überhaupt zu tragen vermögen, ebenso schnell und sicher sind, als bei einer gewöhnlichen Bremse bis zu den Lasten, für welche diese construirt und ausgeführt wurde, denn das Einhängen der Kette ist nicht Erforderniß und dient nur dem Arbeiter zur Erleichterung. Derselbe kann ebenso gut, und wird es stets bei geringeren Höhen thun, den Hebel entweder durch den Fuß mit der Kette bewegen und dann auch halten, oder aber mit den Händen, ohne viel mehr Anstrengung davon zu heben, als bei Handhabung einer gewöhnlichen Bremse. Die Holzfeder, die bei vollkommeneren Einrichtungen durch eine Gummi- oder Stahlfeder ersetzt werden kann, kommt dem Arbeiter stets zu Hilfe und erleichtert ihm immer seine Arbeit.

Die Zeichnungen Fig. 1, 2 und 3 sind in ⅛ der natürlichen Größe gefertigt und die oben gegebenen Maaße englische Zolle und Fuße.

In Fig. 4 ist die Anwendung der Holzfeder skizzirt. Es ist daselbst S der Hebel der Bremse, T die Holz- oder Knüppelfeder, die bei U befestigt ist, und V die Kette, welche die Verbindung des Hebels S und der Feder U hervorbringen kann mit ihrem großen Ringe W für die Wirkung des Fußes des Arbeiters.

D D ist das Seil, welches von dem Kübel kommt und bei D′ die Last trägt, P aber der eigentliche Bremsapparat.

Die Fig. 5 zeigt die Anwendung der Vorrichtung an einem freistehenden Krahne und Fig. 6 an einem Krahne, welcher oben und unten an der Drehsäule Lager hat.

Beide Figuren sind als Skizzen zu betrachten.

Bei dem freistehenden Krahne Fig. 5 ist A die Mittellinie der Drehsäule, B dieselbe des Schnabels und C die der Zugeisen.

Ferner ist D die Seiltrommel der Winde des Krahnes und E die Rolle in der Spitze des Schnabels, welche um den Bolzen F drehbar ist. Neben derselben ist eine zweite Rolle angebracht, welche sich unabhängig von E auf dem Bolzen F drehen kann, und deren Größe beliebig größer, kleiner oder ebenso groß als die von E sein kann.

G ist eine Rolle, welche unten an dem Krahngestell angebracht ist, deren Größe beliebig gewählt werden kann.

Der Krahn ist mit einer losen Rolle H versehen und geht das Seil I, I von F über die lose Rolle H, dann über die Rolle E in der Spitze des Schnabels, darauf um die Rolle G am Krahngestell, dann wieder nach der Spitze des Schnabels über die Rolle neben E und von da auf die Seiltrommel D der Winde.

Diese Führung des Seiles ist erforderlich, um das, was oben als Bedingung für die Wirkung des Apparates angegeben wurde, daß nämlich das auf die Seiltrommel aufwickelnde Seilende neben einem anderen in entgegengesetzter Richtung laufenden liegen sollte, zu erreichen. Es wird dadurch etwas Kraft absorbirt, weil die Reibungen in den Zapfen der zwei Rollen G und der neben E und die Bewegung des Seiles über dieselbe der Bewegung oder dem Aufziehen der Last ein Hinderniß in den Weg legt, welches aber unbedeutend ist, so lange die Lasten nicht sehr bedeutend werden, und immer im Verhältniß zu den Lasten selbst als ganz unbedeutend betrachtet werden kann, weil dasselbe stets nur einen sehr kleinen Theil der Last bilden wird.

Man kann übrigens auch die Vorrichtung oder Führung des Seiles in Anwendung bringen, wie dieselben durch die punktirte Linie in Fig. 5 angedeutet ist, wobei eine Rolle weniger Anwendung findet und also die Nebenhindernisse geringer ausfallen, als bei der vorher angegebenen Methode.

Es ist hierbei in dem Schnabel nur eine Rolle E, über welche das Seil I′ geht, um die in dem Schnabel von E weit genug abstehende Rolle G′ geschlagen ist und dann mit einem Ende an dem Drehpunkte der Rolle E befestigt wird, nachdem es die lose Rolle H′ umschlungen hat. Das zweite Ende führt von E nach der Seiltrommel D.

Weil es schwierig sein wird, an bestehenden Krahnen die zweite Vorrichtung anwenden zu können, so wird man bei diesen die erste Anordnung zu wählen haben, während bei neuen Krahnen die zuletzt erwähnte Anordnung den Vorzug verdienen möchte.

Die zweit angegebene Anordnung hat noch den sehr großen Vortheil, daß, weil die Bremsvorrichtung zwischen den Rollen E und G′ angebracht werden muß, der Hebel, welcher nach derselben führt, und durch welche sie gehandhabt wird, sehr lang werden muß, damit ein Arbeiter, welcher auf der Sohle des Krahnes steht, denselben greifen und bewegen kann und also der Bremsapparat in der einfachsten Form für sehr bedeutende Lasten anwendbar ist.

Bei der ersten Anordnung der Seile liegt der Bremsapparat zwischen den Rollen im Schnabel und der Rolle G am Krahngestell an irgend einer Stelle, an welcher die Befestigung des Drehbolzens K desselben leicht geschehen kann.

L, M, N und O sind die Rollen des Bremsapparates und L und M die festverbundenen auf dem Bolzen P, N die mittlere auf dem Bolzen K und O die Endrolle auf dem Bolzen Q.

Das Seilende, welches von der Seiltrommel D kommt, ist um die Rolle M geschlungen und das Seilende, welches auf die Rolle G läuft, geht um die Rolle N und über die Rolle O.

R ist der Handhebel, durch welchen der Bremsapparat bewegt werden kann, den man so lang, als die Verhältnisse erlauben, macht, um dem Arbeiter die günstigste Wirkung auf den Bremsapparat zu gestatten.

Bei der zweiten Anordnung der Seile und des Bremsapparates sind die gleichen Theile mit den gleichen Buchstaben bezeichnet und denselben an der oberen rechten Seite ein Strich beigefügt, um dieselben von der ersteren Anordnung unterscheiden zu können. Das vorher Gesagte hat also auch auf die zweite Anordnung Gültigkeit, wenn man stets dem Buchstaben im Texte das Strichelchen beigefügt denkt.

Bei Fig. 6 ist die Anordnung ziemlich dieselbe, wie die oben für freistehende Krahne angegebene.

Es ist A die Drehsäule, B der Schnabel und C die Strebe des Krahngestells, D die Seiltrommel der Winde am Krahn, E die Rolle am Schnabel, F eine zweite Rolle am Krahngestell angebracht, G eine lose Rolle im Seile H, und I der Bremsapparat mit dem Hebel K zur Führung desselben.

Häufig und sehr zweckmäßig wird die Gegenwinde zum Heben von Lasten benutzt, welche zwei Seiltrommeln von verschiedenen Durchmessern hat, auf deren eine das Seil aufwickelt, während es von der anderen abläuft.

Bei dieser ist der Bremsapparat wie nachstehend anzubringen.

A und B, Figur 7, sind die zwei Seiltrommeln der Winde.

Von A geht das Seil D, nach oben über eine feste Rolle C, dann zwischen beiden Trommeln A und B hindurch, umschlingt die lose Rolle E und kommt dann auf die Trommel B.

Zwischen der festen Rolle C und der Seiltrommel A ist der Bremsapparat angebracht, dessen Rollen F, G, H und I genannt wurden und dessen Bewegungshebel K heißt.

Das von A ablaufende Seil ist um die Rolle G des Apparates geschlungen und das zwischen den Trommeln A und B hindurchgehende Seilende geht über die Rollen H und I des Apparates ehe es zwischen die Trommeln kommt.

Bei der Gegenwinde wird aber häufig keine Bremsvorrichtung angebracht, weil dabei der Arbeiter leicht und sicher die Last mit Hilfe der Kurbel herablassen kann.

Auf ähnliche Weise läßt sich der Bremsapparat bei allen Arten von Winden und Krahnen anbringen und bleibt uns jetzt nur noch übrig, diesen Apparat in einer Anordnung oder Construction zu betrachten, in der er für die größten Lasten benutzt werden kann, ohne die Kraft des angestellten Arbeiters über die Maaßen anzuspannen, oder wie er an Stellen Anwendung finden kann, an denen lange Hebel unzulässig und hinderlich sind.

In den Fig. 8 bis 11 ist der für solche Zwecke umgeänderte Bremsapparat gezeichnet und zwar in der Construction, wie er sich in dem oben erwähnten Lagerhause befindet.

Es ist Fig. 8 eine Seitenansicht des Apparates,
„ 9 eine obere Ansicht desselben.
„ 10 der Hebel in zwei Ansichten und
„ 11 ein verticaler Querschnitt nach der Linie a b (siehe Fig. 8).

A ist der Bolzen, auf welchem der eigentliche Bremsapparat oder das Gehäuse für die Rollen B, C, D und E drehbar befindlich ist. Auf demselben steckt gleichzeitig die Rolle D unabhängig von dem Gehäuse drehbar. Die Rollen B und C sind verbunden und drehen sich auf dem Bolzen F und die Rolle E sitzt auf dem Bolzen G.

H, I und K sind die Stehbolzen, welche die Seitenplatten L′ des Gehäuses miteinander verbinden.

Mit der einen Seitenplatte L des Gehäuses ist fest verbunden das Rad M, welches an einem Theile des Umfanges starke Sperrradzahnung hat, die N bezeichnet wurde, und außerdem mit einer vertieften Bahn neben den Zähnen versehen ist, in welcher ein schmiedeeisernes Bremsband liegen kann.

Der Hebel O ist um den festen Punkt P drehbar und zwar durch Einwirkung eines Arbeiters auf das Ende Q desselben, welches zu diesem Zwecke rund und in Form einer Handhabe gefertigt ist.

An dem Hebel selbst sind zwei Bolzen R und S angebracht, auf welchen die Sperrkegel T und U befindlich und so angebracht sind, daß sie abwechselnd auf den gezahnten Theil des Rades M einwirken können, wenn der Hebel O hin und her bewegt wird.

An dem Hebel O sind aber die Anschläge V und W angeordnet, welche so hergestellt werden, daß dieselben beim Aufheben des Hebels O gegen correspondirende Ansätze X und Y der Sperrkegel T und U selbst greifen und bei weiterer Aufwärtsbewegung des Hebels O die Sperrkegel aus den Zähnen heben, also das Rad und mithin den Bremsapparat sich selbst überlassen.

Ein anderer Arm Z des Hebels O ist mit einem Bolzen A′ armirt.

Das Bremsband, welches um das Rad M gelegt ist, ist aus zwei oder mehreren Theilen mittelst Lappen zusammengeschraubt und kann durch Anziehen oder Lösen der Schrauben beliebig auf das Bremsen einwirkend gestellt werden. An der äußeren Seite ist dasselbe mit Vorsprüngen oder Zähnen versehen, welche so gewählt sind, daß in die Zwischenräume zwischen je zwei derselben der Bolzen A′ eingreifen kann.

Wird nun der Hebel O gehoben, die Sperrkegel aus dem Rade genommen, so wird gleichzeitig der Bolzen A′ sich dem Bremsbande nähern und sich in einem der Zwischenräume zwischen den Zähnen des Bremsbandes legen und also das Bremsband festhalten.

Die auf den Apparat einwirkende Last wird dann den Bremsapparat d. h. das Gehäuse L mit seinen Rollen aufschlagen wollen, aber dabei die Reibung zwischen dem Bremsbande und dem Rade M überwinden müssen, also nur langsam dies Aufschlagen bewerkstelligen können, wodurch dem vorgebeugt wird, daß der Bremsapparat mit seinen Rollen keinen Schlag auf Seile ausüben kann, sondern sich dieser sanft anlegt.

Ist dies Anlegen erfolgt, so kann der Hebel O wieder niedergelegt werden, worauf die Sperrkegel in das Rad einfassen und das Bremsband keinen Einfluß mehr auf den Apparat ausübt, weil dasselbe nicht mehr gehalten wird.

Durch Bewegung des Hebels O kann dann das Sperrrad um ein oder mehrere Zähne bewegt werden und dadurch die Einwirkung der Rollen B, C, D und E auf die Seile ganz beliebig regulirt, also der herabgehenden Last jede beliebige Geschwindigkeit ertheilt werden.

Soll die Last stillstehen, also gar keine Bewegung mehr erhalten, so muß der Hebel O so gehalten werden, daß derselbe auf den Apparat keinen Einfluß ausüben kann, wozu es nöthig ist, die Sperrkegel besonders aufzuhalten, zu welchem Zwecke man ein Drähtchen oder ein Kettchen anbringt, welches der Arbeiter mit seiner noch freien Hand greift.

Bei zweckmäßiger Anordnung des ganzen Apparates ist ein Arbeiter im Stande, Lasten von jeder beliebigen Größe ganz nach Gefallen zu halten oder niedergehen zu lassen.

Bei den in der Zeichnung angegebenen Dimensionen können mit dem Apparate, wie die Erfahrung gezeigt hat, Lasten bis zu 120 Centner leicht und schnell regiert werden, und werden nur ein größeres Sperrrad und ein längerer Hebel O anzuwenden sein, um beliebig größere Lasten regieren zu können.

Die Figuren 8 bis 11 sind in $^1/_{12}$ der natürlichen Größe gezeichnet.

Verbessertes Gebläse mit trockenem Dampf und heißer Luft

nach dem Princip von Testud de Beauregard.

Von

Paul Käuffer, Ingenieur in Dresden.

(Hierzu Tafel 22.)

Am Schlusse meiner letzten Notiz über den Beauregard'schen Dampfgenerator auf S. 297 d. Bl. habe ich bereits darauf aufmerksam gemacht, daß sich mit Hilfe desselben ein sehr einfaches und wirksames Gebläse herstellen lasse, und ich erlaube mir, hier nochmals auf diesen Gegenstand zurückzukommen und auf Taf. 22 die vollständige Zeichnung eines solchen Gebläses vorzulegen.

Der Zweck des hier dargestellten Apparates ist

1) die Beschaffung eines Gebläses ohne alle Maschine, welches sich in einem sehr beschränkten Raume aufstellen und von einem gewöhnlichen Feuermanne bedienen läßt,
2) die Erzeugung eines sehr sauerstoffreichen Gebläsewindes von sehr hoher Temperatur.

Beides läßt sich dadurch erreichen, daß man den in einem Dampfgenerator nach dem Princip von Testud de Beauregard erzeugten trockenen Wasserdampf durch einen Ueberhitzer streichen und dann mit erhitzter atmosphärischer Luft in den Ofen austreten läßt, welcher durch ein Gebläse gespeist werden soll. Herr Testud hat bis jetzt den überhitzten Dampf blos mit kalter atmosphärischer Luft gemengt, wodurch aber naturgemäß seine Temperatur wesentlich herabgezogen werden muß, der hier dargestellte Apparat dient aber zugleich mit zur Erhitzung derjenigen Luft, welche mit dem Dampfe gemengt werden soll.

Die Einrichtung eines solchen Gebläses ist deutlich aus Taf. 22 zu erkennen, wo

Fig. 1 den Grundriß der gesammten Anlage für ein 4pferdiges Gebläse in $1/12$ der natürlichen Größe,

Fig. 2 einen verticalen Durchschnitt nach der Linie AB in Fig. 1 und

Fig. 3 einen Längendurchschnitt durch den Ueberhitzer nach der Linie CD giebt.

In dem aus Ziegeln und Chamottesteinen aufgeführten Ofen liegt der Testud'sche Generator A, dessen Einrichtung durch die bereits früher gegebene Beschreibung genügend erläutert sein wird, wenn er auch hier etwas einfacher construirt ist, und der Ueberhitzer B, der von der abziehenden Flamme geheizt wird. Daneben steht die Aequationspumpe C und der Schornstein D, auch befindet sich in dem durch die Thüre o zugänglichen Raume des Kesselgemäuers der Giffard'sche Injector I und die Düse E, durch welche der überhitzte Dampf ausgeblasen wird. Das durch den mit überhitztem Dampfe gespeisten Injector I angesogene Wasser gelangt durch den Dreiweghahn w in die Ausgleichungspumpe, wird hier bedeutend erwärmt und tritt dann unter einem Drucke von $4\frac{1}{4}$ Atmosphären durch das Speiserohr c in den inneren wasserfreien Kessel, dessen Boden in einem schmelzenden Metallgemisch von ca. 280° Temperatur steht. Es wird bei der Berührung mit dem Boden sofort in trockenen Dampf von 120 bis 150° C. Temperatur verwandelt und gelangt als solcher durch das Rohr r nach dem vorderen Ende des Ueberhitzers B. In Letzterem durchstreicht der Dampf die engen Röhren, indem er sich nach dem hinteren Ende bewegt, also in entgegengesetzter Richtung von den Verbrennungsgasen, welche nach der auf der vorderen Seite gelegenen Esse abziehen und dabei den Ueberhitzer umspielen. Auf diesem Wege nimmt der Dampf eine Temperatur von 600 bis 800° C. an und strömt am hinteren Ende durch die in dem Trichter t liegende Düse E ab. Bei seinem Austritte reißt er die durch die Röhre d zugeführte Luft mit sich, welche am vorderen Ende durch das offene Rohr h angesogen und bei ihrer Passage durch die beiden breiten Canäle e e des Ueberhitzers ebenfalls auf 600 bis 800° C. erhitzt worden ist. Das so entstandene heiße Dampf-Luft-Gemenge wird endlich durch das Rohr l und die Zweigrohre m nach dem Orte seiner Bestimmung abgeführt. Eins von diesen Rohren geht auch nach der Aequationspumpe und führt das zum Vorwärmen des Speisewassers erforderliche heiße Gasgemenge dorthin.

An sonstigen Vorrichtungen bemerkt man noch den Agitator a am Kessel (welcher in Fig. 2 der Deutlichkeit halber in verwendeter Stellung gezeichnet ist) und die ganz ebenso eingerichteten Pyrometer p am Ueberhitzer; dieselben sind aber bereits in meinen früheren Aufsätzen beschrieben und so brauche ich hier nur zu erwähnen, daß die drei Legirungen am Ueberhitzer so zusammengesetzt sind, daß dieselben bei 600, 700 und 800° flüssig werden. Da die durch den Ueberhitzer gehende Luft und der überhitzte Dampf eine um ca. 100° niedrigere Temperatur als das Metall des Ueberhitzers annehmen, so muß auch das letzte Stäbchen beweglich sein, wenn die Temperatur des Dampf-Luft-Gemenges 700° C. betragen soll.

Der dargestellte Apparat liefert in der Secunde 0,065 Cubikmeter Dampf von 700° C., oder etwa 0,0222 Kilogramm und außerdem tritt dazu eine auf 700° C. erhitzte Luftmenge von 0,05 Cubikmeter oder 0,016 Kilogramm Gewicht, wenn die Spannung im Kessel 4 Atmosphären beträgt. In dem entstehenden Luft-Dampf-Gemenge von $0{,}065 + 0{,}05 = 0{,}115$ Cubikmeter ist nun enthalten

$0{,}8887 \cdot 0{,}0222 = 0{,}019729$ Kil. Sauerstoff aus dem Dampfe,
$0{,}231 \cdot 0{,}016 = 0{,}003696$ „ „ „ der Luft,
$0{,}023435$ Kil. Sauerstoff

und diese Leistung wird erzielt mit einem Steinkohlenverbrauch von 15 Kilogrammen pro Stunde.

Es ist dies eine weit höhere Leistung, als bei irgend einem der gewöhnlichen Gebläse erzielt werden kann und dabei ist das Product auch noch bis auf 700° C. erhitzt, wodurch natürlich sein Effect im Ofen bedeutend erhöht werden muß.

Dabei kostet der ganze Apparat (ohne Einmauerung) nicht über 600 Thlr., ist frei von dem Unterhaltungsaufwande einer besonderen Maschinerie, kann in Zeit von einer halben Stunde in Gang gebracht werden, bietet die vollkommenste Sicherheit gegen Explosionen und braucht nur einen gewöhnlichen Feuermann zur Bedienung, der Nichts weiter zu thun hat, als das Feuer regelmäßig zu unterhalten. Im Uebrigen regulirt sich der Apparat von selbst, indem das etwa in Uebermaaß zugeführte Speisewasser durch die Aequationspumpe von selbst wieder ausgestoßen wird.

Benutzt man einen derartigen Apparat zur Gaserzeugung, so werden vier mäßige Gasretorten nahe am Ueberhitzer aufgestellt, in welche das Dampf-Luft-Gemenge geführt wird. In Zeit von 2 Stunden ($4 \cdot 4 = 16$ Füllungen) werden die Retorten einen Gasometer mit vorzüglichem Gase füllen und den Gasbedarf für einen ganzen Tag liefern. Dabei ist nur 1 Mann beschäftigt, welcher die Retorten abwechselnd zu füllen und zu leeren hat. Das Gas besteht nach einigen Analysen aus 15 bis 17 Proc. ölbildendem Gase ($C_4 H_4$) und nur 3 Proc. Kohlenoxydgas (CO), besitzt also einen fast doppelt so hohen Werth als gewöhnliches Leuchtgas.

Ueber den Einfluß der Stärke des Zuges auf die Verbrennung.

Von

M. de Commines de Marsilly.

(Aus dem Bulletin de la Société d'Encouragement. 2. série. Nr. 113.)

Um den Einfluß des Zuges auf die Verbrennung kennen zu lernen, wollen wir die Zusammensetzung der bei einer Locomotive mit sehr lebhaftem Zuge und bei einem gewöhnlichen Dampfkessel aus der Verbrennung von Steinkohle entstehenden Gase näher betrachten.

Locomotivfeuerung.

Die Versuche wurden am 9. Mai 1859 an der Güterzugsmaschine Nr. 310 der Nordbahn, welche zwischen Amiens und Corbie lief, angestellt. Man feuerte mit Steinkohle von Denain, deren Analyse Folgendes gegeben hat:

	1. Vers.	2. Vers.	Mittel
Asche	2,62 Proc.	2,64 Proc.	2,63 Proc.
Rückstand im Gefäße	71,07 „	71,09 „	71,08 „

Die chemischen Bestandtheile waren

Wasserstoff	5,10
Kohlenstoff	86,17
Sauer- und Stickstoff	6,10
Asche	2,63
	100,00.

Der Heizeffect beträgt 8458 Calorien, d. h. 1 Kilo-

gramm von dieser Kohle ist im Stande, die Temperatur von 8458 Kilogrammen Wasser um 1° C. zu erhöhen.

Die Kohle ist eine langflammige, stark rußende Fettkohle.

Der Rost war um 2 Uhr 55 Minuten beschickt worden, das Ausblaserohr geöffnet, die Thür geschlossen, der Manometerstand $5\frac{1}{2}$ bis 6 Atmosphären. Der Zug bestand aus 11 Wagen à 10 Tonnen. Derselbe ging um 3 Uhr 2 Min. ab. Der Apparat zur Auffangung der Gase bestand aus kupfernen Gefäßen von 10 Liter Inhalt, welche luftleer gemacht waren, und man bedurfte demnach zur Füllung nur weniger Secunden Zeit. Derartige Füllungen wurden vorgenommen:

1. Füllung	um	3	Uhr	4	Min.	oder	9	Min.	nach	der Abfahrt
2.	„	„ 3	„	7	„	„	12	„	„	„ „
3.	„	„ 3	„	10	„	„	15	„	„	„ „
4.	„	„ 3	„	13	„	„	18	„	„	„ „
5.	„	„ 3	„	16	„	„	21	„	„	„ „
6.	„	„ 3	„	19	„	„	24	„	„	„ „
7.	„	„ 3	„	22	„	„	27	„	„	„ „
8.	„	„ 3	„	25	„	„	30	„	„	„ „
9.	„	„ 3	„	28	„	„	33	„	„	„ „
10.	„	„ 3	„	34	„	„	39	„	„	„ „

Die letzte Füllung erfolgte unmittelbar nach der Schließung des Regulators bei der Ankunft in Corbie. Das Feuer war zu dieser Zeit hell und lebhaft; während des Ganges bemerkte man keinen Rauch, der sich überhaupt nur vor der Abfahrt von Amiens und in geringem Maaße zeigte, bei den ersten Kolbenspielen aber verschwand. Die Temperatur betrug nach dem Thermometer in der Rauchkiste 150°.

Das Aufhören des Rauches mit den ersten Kolbenspielen ist ein Zeichen, daß die Stärke des Zuges von wesentlichem Einflusse auf die Güte der Verbrennung ist.

Die Analyse der aufgefangenen Gase führte auf folgende Zusammensetzung:

1. Füllung.

Kohlensäure	14,00
Sauerstoff	2,60
Stickstoff	83,40
Kohlenoxyd- und Wasserstoffgas	„
	100,00.

Bezieht man Alles auf 100 Theile Stickstoff oder auf 100 Theile atmosphärische Luft, welche durch den Rost zugeführt werden, so erhält man:

	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	16,70	13,19
Sauerstoff	3,11	2,45.

Es war also Luft in Uebermaaß vorhanden, jedoch wurde sie beinahe vollständig verbrannt.

2. Füllung.

Kohlensäure	15,00
Sauerstoff	1,10
Kohlenoxydgas	Spur
Stickstoff	83,90
	100,00.

Daher für	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	18,20	14,37
Sauerstoff	1,33	1,05.

Man sieht, daß die Menge der überschüssigen atmosphärischen Luft abgenommen hat; es ist nur wenig unverbranntes Gas vorhanden, die Verbrennung also ziemlich vollkommen.

3. Füllung.

Kohlensäure	16,80
Sauerstoff	Spur
Unverbranntes Gas	1,10
Stickstoff	82,10
	100,00.

Bei der dritten Auffaugung der Gase waren 15 Minuten seit der Abfahrt vergangen, die Steinkohlenmasse war in vollem Brande, die Gasentwickelung in vollem Gange; die Luft trat bereits nicht mehr in ganz genügender Quantität zu; es fand sich bereits Kohlenoxyd und gekohltes Gas (des gaz carburés) in den Verbrennungsproducten, obwohl kein Rauch wahrzunehmen war.

4. Füllung.

Kohlensäure	13,20
Sauerstoff	2,20
Stickstoff	84,60
	100,00.

Daher auf	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	15,60	12,32
Sauerstoff	2,60	2,05.

Die Verbrennung ist vollständig geworden, die Luft ist überwiegend, die erste Gasentwickelung, welche immer am reichlichsten erfolgt, ist vorbei.

5. Füllung.

Kohlensäure	15,20
Sauerstoff	1,20
Kohlenoxydgas	1,20
Stickstoffgas	82,40
	100,00.

Daher für	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	18,40	14,56
Sauerstoff	1,45	1,15
Kohlenoxydgas	1,45	1,15.

Obgleich also noch Luft in Uebermaaß vorhanden ist, so erfolgt doch die Verbrennung der Gase nicht vollkommen.

6. Füllung.

Kohlensäure	14,60
Sauerstoff	2,24
Stickstoff	83,16
	100,00.

Daher für	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	17,55	13,86
Sauerstoff	2,69	2,12.

Es ist also vollkommene Verbrennung und ein geringer Ueberschuß von atmosphärischer Luft vorhanden.

7. Füllung.

Kohlensäure	16,50
Sauerstoff	1,00
Kohlenoxydgas	0,80
Stickstoffgas	81,70
	100,00.

Daher für	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	20,10	15,87
Sauerstoff	1,22	0,96
Kohlenoxyd	0,97	0,76.

Es ist zugleich etwas überschüssige Luft und etwas Kohlenoxydgas vorhanden.

8. Füllung.

Kohlensäure	11,00
Sauerstoff	4,20
Stickstoff	84,80
	100,00.

Bezogen auf	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	12,97	10,24
Sauerstoff	4,95	3,91.

Die atmosphärische Luft ist in merklichem Ueberschuß vorhanden und die Verbrennung erfolgt vollständig.

9. Füllung.

Kohlensäure	12,10
Sauerstoff	1,20
Kohlenoxyd	3,40
Stickstoff	83,30
	100,00.

Bezogen auf	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	14,52	11,47
Sauerstoff	1,44	1,13
Kohlenoxyd	4,08	3,22.

Es ist ziemlich viel unverbranntes Gas vorhanden.

10. Füllung.

Der Regulator ist soeben geschlossen und daher der Zug bedeutend geringer geworden.

Kohlensäure.	14,00
Sauerstoff	2,20
Unverbranntes Gas	3,00
Stickstoff	80,80
	100,00.

Daher für	100 Stickstoff.	100 atm. Luft.
Kohlensäure	17,32	13,68
Sauerstoff	2,72	2,15
Kohlenoxyd	3,71	2,93.

Hier fällt es auf, daß gleichzeitig ziemlich viel überschüssige Luft und Kohlenoxydgas in dem Gemenge enthalten ist, was wohl daher rühren mag, daß bei geschwächtem Zuge die Mengung der Gase mit der Luft nur unvollkommen vor sich geht.

Stellt man sich die Gasmengen graphisch dar, indem man die seit dem Abgange verflossenen Zeiten in Minuten als Abscissen und die Procentgehalte als Ordinaten aufträgt, so erhält man ein sehr anschauliches Bild dieser Vorgänge. Wir wiederholen hier der Uebersicht wegen die obigen Resultate tabellarisch.

Zeit seit dem Abgange	9	12	15	18	21	24	27	30	33	39 Minuten
Stickstoff	83,40	83,90	82,10	84,60	82,40	83,16	81,71	84,80	83,30	80,00
Kohlensäure	14,00	15,00	16,80	13,20	15,20	14,60	16,50	11,00	12,10	14,00
Sauerstoff	2,60	1,10	—	2,20	1,20	2,24	1,00	4,20	1,20	2,20
Kohlenoxyd	—	—	—	—	1,20	—	0,80	—	3,40	3,00

Diese Uebersicht zeigt, daß der Stickstoffgehalt nur sehr geringen Schwankungen unterworfen ist.

Der Kohlensäuregehalt ist, wie es sein soll, ziemlich bedeutend, der Gehalt an freiem Sauerstoff nur gering, Kohlenoxydgas nicht immer vorhanden, dagegen reichlicher gegen das Ende der Versuche, wo der Zug vermindert ist. Da gewöhnlich Kohlenoxyd und freier Sauerstoff zusammen vorkommen, so wäre jedenfalls eine Vorrichtung zur Stauung und besseren Mengung der Gase vortheilhaft.

Die Verbrennung geht also im Ganzen so vollkommen vor sich, als man nur in der Praxis erwarten kann. Obschon die zur Heizung der Locomotive verwendete Steinkohle zu der Sorte der rußenden Steinkohlen gehört, so erfolgt in Folge des starken Zuges die Verbrennung ohne Rauch. Die Luft trat mit geringem Ueberschuß zu, und in den Perioden, wo dies nicht der Fall war, fehlte nur wenig an der genügenden Luftmenge. Wenn etwas zu wünschen übrig blieb, so war es nur, daß die Mengung nicht ganz voll-

kommen war, und daß alsdann der überschüssige Sauerstoff neben dem Oxydgas existirte, ohne eine Verbindung einzugehen; aber dies rührt muthmaßlich nur davon her, daß die Gase eher in die Rauchröhren gelangten, als die Verbrennung geschehen war, und daß dieselben in Folge der Abkühlung, welche sie in den engen, nur 5 Centimeter weiten und rings von Wasser umgebenen Rauchrohren erfuhren, eher erloschen, als die Verbindung vollzogen war. Der Stickstoff scheint zwar aus der Luft ausgeschieden zu werden, ohne eine Veränderung zu erleiden, indessen dürfte sie sich doch erst in Salpetersäure verwandeln, wie dies beobachtet wird, wenn man Kohle in einem Sauerstoffgasstrome verbrennt. Annähernd darf man aber ersteres annehmen und dann berechnen sich leicht die Luftmengen, welche unverbrannt abgehen. Nachstehende Tabelle zeigt nach den Analysen, wieviel Procente der durch den Rost zugeführten Luft unzersetzt geblieben sind, wenn man diese Hypothese zu Grunde legt.

Versuchsnummer	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Kohlensäure	13,19	14,37	16,16	12,32	14,56	13,86	15,87	10,24	11,47	13,68
Luft im Ueberschuß	11,64	5	„	9,74	5,47	10,07	4,56	18,55	5,37	10,22
Brennbare Gase	„	„	1,05	„	1,15	„	0,76	„	3,22	3,00

Wenn man von dem letzten Versuche absieht, welcher unter abnormen Verhältnissen vorgenommen wurde, so findet man einen mittleren Ueberschuß von 7,77 Proc. an atmosphärischer Luft. Das Mittel der brennbaren Gase ist andererseits 0,68 Proc. und es sind demgemäß die Umstände der Verbrennung sehr befriedigend.

Dampfkesselfeuerung.

Die Versuche wurden an einem der 4 Kessel angestellt, welche in der Färberei von Fleury in Amiens in Gang sind. Diese Kessel sind Siederohrkessel mit 1 Meter weiten und 7 Meter langen Hauptkesseln und zwei Siedern von 0,5 Meter Weite und 7,5 Metern Länge. Die Heizfläche beträgt sonach, wenn man den halben Umfang des Hauptkessels und den Umfang der Siederohre in Ansatz bringt, 35 Quadratmeter. Jeder Rost hat 1,05 Meter Länge und 0,8 Meter Breite, also 0,84 Quadratmeter Fläche. Sie bestehen aus 45 Stäben von 0,015 Meter Breite, haben also 0,675 Quadratmeter Stabfläche und 0,165 Quadratmeter Zwischenraum, oder ungefähr $\frac{1}{5}$ des ganzen Querschnittes zur Durchgangsöffnung. Der Ofen besitzt Seitenzüge und einen zurückgehenden Zug, erstere haben 30 Quadratdecimeter Querschnitt und der 2 bis 3 Meter lange Canal, welcher nach der Esse führt, hat 6 Quadratdecimeter Querschnitt. Die Esse, welche für die vier Kessel gemeinsam bestimmt ist, hat 33 Meter Höhe und oben 0,85 Meter Durchmesser oder 72 Quadratdecimeter Querschnitt, letzterer Querschnitt beträgt also ungefähr $\frac{1}{5}$ vom totalen Querschnitt der vier Roste.

Die Versuche wurden an dem dritten Kessel angestellt und zwar in nachstehenden Zeitintervallen.

1. Versuch um 3 Uhr 25 Min.
2. „ „ 3 „ 32 „ oder 7 Minuten später.

Der Heizer störte die Kohlen auf.

3. Versuch um 3 Uhr 35 Min.

Um 3 „ 37 „ oder 12 Min. später wurden 4 Schaufeln Kohle aufgegeben.

4. Versuch um 3 Uhr 38 Min. oder 13 Min. später.
5. „ „ 3 „ 43 „ „ 18 „ „
6. „ „ 3 „ 48 „ „ 23 „ „

Um 3 „ 51 „ „ 26 „ „ wurden 4 Schaufeln Kohle aufgegeben.

7. Versuch um 3 Uhr 51½ Min. oder 26½ Min. später
8. „ „ 3 „ 55 „ „ 30 „ „
9. „ „ 4 „ — „ „ 35 „ „

Um 4 „ 1 „ „ 36 „ „ wurde durchrührt.

Um 4 Uhr 3 Min. oder 38 Min. später wurden 4 Schaufeln Kohle aufgeworfen.

10. Versuch um 4 Uhr 5 Min. oder 40 Min. später.

Die Temperatur der Gase vor dem Eintritt in die Esse variirte von 300 bis 350°.

Man feuerte ein Gemenge aus 50 Proc. englischer Gemengkohle (gailleterie) und 50 Proc. unsortirter Kohle vom Grand Hornu.

Von der englischen Gemengkohle gab ein Verbrennungsversuch und die Tiegelprobe

	1. Probe	2. Probe	Mittel
Asche	1,46 Proc.	1,24 Proc.	1,35 Proc.
Cokes	69,36 „	71,02 „	70,22 „

Die Stückkohle, welche stets darunter vorkommt, gab

Asche	6,98	6,76	6,87
Cokes	72,01	73,67	72,84.

Diese Kohle, welche von Hundswich kommt, ist eine flammende und rußende, aber sehr reine Kohle, deren Analyse Folgendes ergab:

Wasserstoffgas	5,50
Kohlenstoff	86,80
Sauer- und Stickstoff	5,70
Asche	2,00
	100,00.

Daher beträgt das Heizvermögen 8663 Calorien.

Bei der Untersuchung der Steinkohle vom Grand Hornu gab die Gemengkohle

	1. Probe	2. Probe	Mittel
Asche	5,46 Proc.	5,84 Proc.	5,65 Proc.
Cokes	69,49 „	69,86 „	69,67 „

die Kleinkohle aber:

Asche	11,18	11,52	11,35
Cokes	70,55	71,29	70,97.

Diese Kohle ist also weniger rein, als die erstere; sie liefert wie jene einen schönen lockern Cokes und ist eine ebenso langflammige und rußende Steinkohle, deren Analyse:

Wasserstoff	5,30
Kohlenstoff	78,40
Sauer- und Stickstoff	7,80
Asche	8,50
	100,00

also ein Heizvermögen = 7824 Calorieen ergiebt.

Da beide Kohlensorten zu gleichen Theilen verwendet werden, so erhält man ein vortreffliches Feuerungsmaterial mit einem Heizvermögen von 8243 Calorieen.

Ueber die Resultate der Analyse der aufgefangenen Gase giebt nachstehende Tabelle näheren Aufschuß.

Versuchsnummer		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
in 100 Theilen Gas	Kohlensäure	5,42	4,47	7,40	10,10	10,81	4,32	9,35	10,71	5,45	10,10
	Sauerstoff	13,85	14,53	8,98	5,05	7,56	12,97	4,09	3,57	10,30	3,03
	Brennb. Gas	„	„	„	„	„	„	1,54	„	„	„
	Stickstoff	80,73	81,00	83,62	84,85	81,63	82,71	85,02	85,72	84,25	86,02
auf 100 Th. zugeführte atm. Luft	Kohlensäure	5,30	4,35	6,98	9,40	10,45	4,12	8,68	9,86	5,10	9,27
	Luft in Ueberschuß	64,47	67,43	40,33	22,38	34,80	59,00	18,75	15,62	45,95	13,23

Bei diesen Versuchen fällt zunächst die große Menge der überflüssigen Luft auf; sie beträgt im Durchschnitt 38,12 Proc., während bei der Locomotivfeuerung mit ebenso flammenden und rußenden Kohlen nur 7 bis 8 Proc. überschüssige Luft vorhanden waren.

An brennbaren Gasen ist hier nur wenig entwichen und trotzdem bildete sich viel Rauch; es rührt dies von den Rußtheilchen her, welche sich bei der Berührung der kohlenstoffhaltigen Gase oder flüchtigen Kohlenstoffverbindungen mit der verhältnißmäßig kalten Kesselwandung absetzen, indem dadurch eine Zersetzung in Ruß und in weniger gekohltes oder reines Wasserstoffgas herbeigeführt wird; die letzteren Gase verbrennen, wogegen der Ruß unverbrannt von den Verbrennungsproducten in die Esse fortgerissen wird.

Zeichnet man obige Tabelle graphisch auf, so findet man, daß die Menge des Stickstoffes nicht wesentlichen Schwankungen unterworfen ist, daß dagegen die Curven des Sauerstoffes und der Kohlensäure mannichfache Sprünge und Durchschneidungen zeigen. Solche Sprünge treten bei jeder Durchrührung der Kohlen auf dem Roste und bei jedem neuen Aufgeben von Kohle ein, z. B. zwischen den Versuchen 2 und 3, vor dem 4., vor dem 7. und vor dem 10. Versuche. Gegen das Ende jeder Periode steigt der Sauerstoffgehalt, z. B. zwischen dem 4. und 7. Versuche und zwischen dem 8. und 9. Versuche, während gleichzeitig der Gehalt an Kohlensäure abnimmt. Man kann dies auch bereits aus den Angaben der Tabelle erkennen.

Die vorstehend referirten Versuche lassen mehrere Schlußfolgerungen zu, von denen die wichtigsten folgende zwei sein dürften:

1. ein lebhafter Luftzug bewirkt vollkommene Rauchverbrennung,
2. derselbe gestattet die vollkommene Verbrennung der Steinkohle bei einem sehr geringen Ueberschuß an Luft.

Der letztere Punkt ist ohne Zweifel von großer Wichtigkeit für die Ersparniß an Brennmaterial, weil die Gase mit einer oft noch viel höheren Temperatur als 300° in die Esse abziehen. Je mehr überschüssige Luft man in den Ofen eingeführt hat, um so mehr wird man also auch an Wärme verlieren. Besonders für fette Steinkohlen mit langer Flamme wird ein sehr lebhafter Zug von ökonomischem Vortheil sein, wie es die vorstehenden Versuche vollständig bewiesen haben.

weglich stehen bleibt. Dieses Dynamometer giebt aber nur ein brauchbares Resultat, wenn die Arbeit der Widerstände eine constante ist, läßt sich also nicht bei solchen Maschinen anwenden, deren Widerstände variabel sind, wie dies eigentlich gewöhnlich der Fall ist; und man hat sich daher schon längst bemüht, ein Dynamometer zu construiren, welches anzuwenden wäre, um während einer genügend langen Zeit die Arbeit von variablen Widerständen abzunehmen.

Dauert ein Versuch nur kurze Zeit, so kann man sich zu dem Ende recht wohl der Federdynamometer mit Stift von Morin bedienen, bei denen die Arbeit durch die Fläche einer auf einem Papier selbstthätig verzeichneten Curve gemessen wird, indem die Ordinaten dieser Curve die den Kräften proportionalen Biegungen der Feder, die Abscissen aber den Wegen proportional sind, welche die Angriffspunkte der Kraft beschreiben. Ueber diese Art von Dynamometern hat Morin eine eigene Broschur erscheinen lassen. Wo sie von geübten Personen gebraucht werden, welche im Stande sind, zu prüfen, ob sich die Elasticität der Federn nicht geändert hat, und welche die Abweichungen zu corrigiren verstehen, wie im Conservatorium der Künste und Gewerbe in Paris, da leisten sie vorzügliche Dienste und gestatten die Ermittelung des Kraftverbrauches zahlreicher Maschinen.

Wenn es sich aber darum handelt, eine Leistung zu messen, welche ohne Unterbrechung und permanent ausgeübt wird, wie z. B. da, wo ein Motor verschiedene Arbeitsmaschinen betreibt, so ist offenbar kein Dynamometer mit Stift anwendbar, man muß vielmehr dazu ein Instrument haben, welches die übertragene Arbeit im Ganzen an Zifferblättern, wie bei den Gas- und Wasseruhren, abzulesen gestattet. Diese Aufgabe hat Herr Moison durch das der Gesellschaft vorgelegte Dynamometer zu lösen gesucht; sie ist nicht leicht, denn es handelt sich dabei darum, das Integral oder die Summe der Producte einer variabeln Kraft in das Differential des vom Angriffspunkte zurückgelegten Weges genau und sorgfältig zu messen.

Ehe wir das Moison'sche Instrument beschreiben, wollen wir noch des

Dynamometers mit Registrirapparat von Palier in Rouen

gedenken, welches der Gegenstand zweier Berichte an die Société d'Émulation zu Rouen und an die Société d'Encouragement in Paris geworden ist.

Palier hat das White'sche Dynamometer darin verbessert, daß er an Stelle des Hebels x y einen spiralförmigen Bügel anwendet, von welchem sich ein Riemen mit einer Waagschale für die Gewichte abwickelt. Bei dieser Einrichtung verändert sich also der Hebelarm des Gewichtes ebenso wie die Kraft und es sind daher die von dem Bügel beschriebenen Winkel dem Moment der Kraft proportional. Durch eine zweckmäßig eingerichtete Bewegungsübertragung ist dieser Bügel mit einem kleinen Frictionsrädchen verbunden und verschiebt es an einer Axe, welche dabei zugleich gedreht wird und die Zeiger eines Zählwerkes bewegt. Das Röllchen ist immer in Eingriff mit einer Scheibe, deren Umdrehungsgeschwindigkeit derjenigen der Riemenscheiben proportional ist, und welche sie durch Friction mitnimmt, während der Abstand des Berührungspunktes von der Axe der Scheibe dem von dem spiralförmigen Bügel beschriebenen Winkel oder dem variablen Momente der an dem Riemen hängenden Gewichte proportional ist. Nach dieser Einrichtung, welche viel Aehnlichkeit mit derjenigen der Planimeter zeigt, ist die Zahl der Umdrehungen des Röllchens dem Producte aus der Kraft in die Geschwindigkeit, d. h. der übertragenen Arbeit, proportional, wenn nämlich keine Rutschungen stattfinden.

Das Gutachten des Herrn Laboulaye an die Société d'Encouragement hebt mit Grund hervor, daß es sehr schwierig sein werde, bei einem solchen Registrirapparate zuverlässige Angaben zu erhalten, weil bei Bewegungsübertragungen, die nur durch die Friction der Berührungsflächen vermittelt werden, zu leicht ein Gleiten eintreten und dieses noch durch die Trägheitseinflüsse, welche bei Veränderungen in der Geschwindigkeit des beweglichen Röllchens hervortreten, und durch die Reibung an den Zapfen seiner Welle in Folge des zur Herstellung einer dichten Berührung erforderlichen Druckes vermehrt werden wird. Unserer Ansicht nach ließen sich diese Mängel wesentlich abschwächen, wenn man das Röllchen zwischen zwei in entgegengesetzter Richtung sich drehende und durch ineinander eingreifende Zahnräder getriebene Scheiben stellte, weil dasselbe dann an zwei genau entgegengesetzten Punkten von den Scheibenrändern gedrückt, und daher leichter geneigt sein würde, einer ihm mitgetheilten Veränderung der Geschwindigkeit Folge zu leisten, und weil es dann nicht nöthig sein würde, auf die Enden seiner Axe Drücke auszuüben, um den erforderlichen Contact der Berührungsflächen zu erzielen.

Man kann ferner mit Herrn Laboulaye an dem Palier'schen Dynamometer aussetzen, daß der Riemen in horizontaler Richtung verschoben wird, was ein Hin- und Herschwingen des Gewichtes zur Folge haben wird, wenn der Widerstand sehr variabel ist. Aber dieser Uebelstand läßt sich auch vermeiden, wenn man den Riemen noch über eine Rolle führt, ehe man das Gewicht anhängt; dasselbe wird dann immer in einem und demselben horizontalen Abstande von der Axe bleiben. Allerdings fällt alsdann die Krümmung des spiralförmigen Bügels noch etwas anders aus, als sie Herr Laboulaye an dem genannten Orte angegeben hat, wenn diese Rolle nicht so entfernt angebracht werden kann, daß man die Richtungen des Riemens als parallel untereinander ansehen kann.

Wir glauben, daß das Palier'sche Dynamometer nach

Rad um einen anderen Bogen verschoben wird, als derjenige ist, welchen der Hebel beschreibt, wenn der Daum den Sector verläßt.

Es erscheint uns daher zweckmäßiger, die Geschwindigkeit nicht zu verändern, aber die Zahl der Notirungen durch Beifügung eines zweiten Hebels mit Sperrkegel und besonderem Sperrrade und Sector zu verdoppeln, welcher von einer zweiten in gleichem Abstande von der Mitte aber auf der diametral entgegengesetzten Seite von der ersten Warze an dem Rädchen B anzubringenden Warze zu bewegen wäre. Die beiden Klinken würden sich stets in entgegengesetztem Sinne verschieben, so daß man bei jeder Umdrehung der Riemenscheibe zwei Notirungen am Zählapparate bekommen und eine doppelt so hohe Genauigkeit des Registrirapparates erzielen würde. *)

Uebrigens halten wir das Moison'sche Dynamometer für ebenso sinnreich eingerichtet, als solid construirt und es liefert auch, selbst in der ursprünglichen Einrichtung ziemlich übereinstimmende Resultate. Wir haben nämlich bei dem Vergleich mit dem Prony'schen Zaume bei ungefähr zwanzig Versuchen recht gut übereinstimmende Resultate erhalten, bei denen die Abweichungen zwischen der am Umfange des Bremses und der durch den Zählapparat angegebenen Arbeit höchstens 7 bis 8 Proc. betrugen. Diese Abweichungen müssen zum großen Theil auf die Schwierigkeit, den Brems während der Dauer der Versuche in gutem Gleichgewicht zu erhalten, geschoben werden, denn die Angaben des Moison'schen Dynamometers bezüglich der Reibung, welche mehrere nacheinander mit verschiedenen Oelen geschmierte Zapfen erfuhren, ergaben eine noch größere Uebereinstimmung. Allerdings war auch bei diesen letzteren Versuchen die Arbeit der Widerstände fast während der ganzen Dauer der Versuche constant, oder sie variirte wenigstens nur wenig, was jedenfalls von sehr günstigem Einflusse auf die Richtigkeit der Angaben des Moison'schen Dynamometers ist, und überdies konnten diese Versuche mehrere Stunden hintereinander fortgesetzt werden, wodurch die mit einer kürzeren Dauer der Versuche verbundenen Fehler eliminirt wurden.

Was nun die Curven der Hebel V und V' anlangt, so gelangt man auf ihre Gleichungen durch folgende Betrachtung. Diese Curven sollen die zwei Bedingungen erfüllen:

1) daß ihr Berührungspunkt stets auf der die Mittelpunkte O und O' verbindenden geraden Linie liegen soll,
2) daß das Moment des Gewichtes P in Bezug auf die Axe O der Riemenscheiben, wenn M in den Punkt O fällt, gleich Null, überhaupt aber den von dem Hebel V' beschriebenen Bögen proportional sein soll.

In Fig. 4 findet die Berührung der beiden Curven im Punkte f, in der Mitte zwischen O und O' statt. Für die Curve V' betrachten wir die Linie O'M als Coordinatenaxe und die unter dieser Linie liegenden Winkel ω der Fahrstrahlen r_1 als positiv; für die Curve V aber nehmen wir die Linie OO' als Ausgang an und rechnen die Winkel χ der unter dieser Linie gelegenen Radii vectores r als positiv. Im Gleichgewichtszustande ist der von der Curve V' im

*) Wir haben Herrn Moison auf diesen Umstand aufmerksam gemacht und er hat seinen Apparat demgemäß abgeändert. Wir lassen aber nachstehend noch die Beschreibung einer anderen Einrichtung des Registrirapparates folgen, welche Herr Moison neuerdings angewendet hat. (Fig. 5.)

m ist eine runde Scheibe, deren Mittelpunkt in die Axe O'O' des Hebels V' fällt, und welche am Lagerböckchen P befestigt ist, also an der Thätigkeit des Apparates nicht mit Theil nimmt. Der Umfang dieser Scheibe ist in sechs gleiche Sectoren getheilt, wovon die Hälfte einen etwas kleineren Durchmesser besitzt.

n ist eine ebenso eingerichtete Scheibe, welche aber auf der Axe O'O' des Hebels V' festgekeilt ist und also wie dieser Bögen beschreibt, die der zu registrirenden Arbeit proportional sind.

s ist ein zwischen den Scheiben m und n sitzendes Sperrrad, welches lose auf der Welle O'O' reitet, und dessen Nabe ein Zahnrad t trägt, womit das Zählwerk betrieben wird.

r ist ein conisches Rad, welches ebenfalls lose auf dieser Welle sitzt und durch conisches Getriebe von der Welle der Riemenscheiben in Umdrehung versetzt wird. Es trägt an zwei entgegengesetzten Punkten am Rande zwei Bolzen mit den durch Federn angedrückten Sperrkegeln c c und den über den Rand der Scheiben m und n hinstreichenden Daumen d d, welche das Einfallen der Klinke nur dann gestatten, wenn sie selbst auf den vertieften Sectoren aufliegen.

Bei der in der Fig. 5 angedeuteten Stellung der beiden Scheiben wird jeder der beiden Sperrkegel das Rad s bei jeder Umdrehung des Rades r dreimal um denjenigen Theil der Umdrehungszahlen verschieben, welcher den Bögen x entspricht, und da diese Bögen den von dem Hebel V' beschriebenen Bögen, oder der zu registrirenden Arbeit proportional sind, so wird der vom Sperrrade getriebene Zählapparat auch Größen angeben, welche der zu messenden Arbeit proportional sind.

Wir haben auch Exemplare der beschriebenen beiden Einrichtungen des Registrirapparates erhalten und gegeneinander verglichen, wobei sich folgende Resultate ergaben. Wenn die vom Apparate übertragene Arbeit keinen plötzlichen Schwankungen unterworfen ist, so sind die von den beiden Apparaten verzeichneten Arbeiten fast identisch, indem sie nur um 0,8 Proc. differiren. Dagegen zeigten sich beträchtlichere und unregelmäßigere Differenzen (bis zu 3 Proc.), wenn die übertragene Arbeit heftige Schwankungen zeigte. In solchen Fällen wird derjenige Apparat den Vorzug verdienen, welcher in derselben Zeit zahlreichere Angaben notirt, also der zuletzt beschriebene Apparat mit zwei Scheiben, der viermal soviel Punkte notirt, als der ursprüngliche Moison'sche Apparat und überdies einen sanfteren Gang besitzt, auch weniger leicht abgenutzt und in Unordnung gebracht werden dürfte.

Uebrigens ist diese letzte Abänderung der noch zu beschreibenden Einrichtung des Matter'schen Registrirapparates so ähnlich, daß wir es für unsere Schuldigkeit halten, hier noch einige Data anzuführen, welche für die Priorität der Erfindung maaßgebend sind. Das Dynamometer von Matter wurde im März 1859 vollendet, dasjenige von Moison erst im Jahre 1860 eingesendet und ein mit der letzten Verbesserung versehener Moison'scher Apparat ist erst im Jahre 1862 nach Mühlhausen gesandt worden.

Punkte f gegen die untere Curve V ausgeübte Druck nach der Normalen t t' gerichtet und beträgt $P\frac{OO'}{Ot'}$. Das Moment dieses Druckes in Bezug auf den Punkt O, oder das Moment des Gewichtes P beträgt demnach

$$P\frac{OO'}{O't'}.Ot = Pl\frac{Ot}{O't'},$$

wenn die Entfernung OO' der beiden Axen $= 0{,}5$ Meter $= l$ gesetzt wird. Nach der Aehnlichkeit der Dreiecke Otf und O't'f hat man weiter $\frac{Ot}{O't'} = \frac{r}{r'}$, also das Moment des Gewichtes P

$$Pl\frac{r}{r'} = Pl\frac{l-r'}{r'}.$$

Hierbei ist zu bemerken, daß dieser Ausdruck von der Richtung der Linie t t' unabhängig ist, so daß also der Druck der beiden Curven gegen einander, wie es auch bei der Bewegung eintritt, nicht gerade nach der Normalen t t' gerichtet zu sein braucht, ohne daß dieserhalb dieser Ausdruck unrichtig wird.

Die Polargleichung der Curve V' wird also sein:

$$Pl\frac{l-r'}{r'} = C\omega \quad \ldots\ldots \quad (A)$$

wenn man mit C eine noch zu bestimmende Constante bezeichnet.

Um auch die Gleichung der Curve V zu erhalten, suchen wir denjenigen Werth des Winkels ϑ, welcher den beiden Curven gemeinsam ist und zwischen der Linie, in welcher die beiden Fahrstrahlen im Punkte f zusammenfallen, und der gemeinsamen Tangente der Curven in diesem Punkte liegt.

Die Tangente dieses Winkels an der Curve V' hat den Ausdruck $r'\frac{d\omega}{dr'}$ und diejenige an der Curve V den Werth $r\frac{d\chi}{dr}$, also hat man im Punkte f, wo beide Tangenten zusammenfallen,

$$r\frac{d\chi}{dr} = r'\frac{d\omega}{dr'}.$$

Substituirt man in diese Gleichung den Werth von $\frac{d\omega}{dr'}$, welcher sich durch Differentiation der Gleichung (A) ergiebt, nämlich $-\frac{P}{C}\left(\frac{l}{r'}\right)^2$ und setzt man $l-r$ für r' ein, so erhält man als Differentialgleichung für die untere Curve V:

$$d\chi = -\frac{Pl^2}{C}\cdot\frac{dr}{r(l-r)},$$

woraus sich durch Integration ergiebt:

$$\chi = -\frac{Pl^2}{C}\int\frac{dr}{r(l-r)} + C'$$

$$= -\frac{Pl}{C} + \frac{1}{\log.\,e}\log.\frac{r}{l-r} + C' \quad \ldots\ldots \quad (B)$$

Bei dem Moison'schen Dynamometer hat der Abstand OO' die Länge von 0,5 Meter; der Hebel V ist so genommen, daß der Abstand Of' der Axe O von dem äußersten Berührungspunkte der beiden Curven 0,4 Meter beträgt, und der Hebel V' oder die Gerade OM macht in dieser äußersten Lage einen Winkel von 60° mit der Anfangslage OO'. Daher hat man dann

$$l = 0{,}50 \qquad r' = 0{,}10 \qquad \omega = 60^0$$

und es giebt Gleichung (A)

$$C = P.\frac{1}{\omega}.\frac{l-r'}{r'} = \frac{2P}{60} = \frac{P}{30},$$

also $\omega = \frac{Pl}{C}.\frac{l-r'}{r'} = \frac{30.P.0{,}5}{P}.\frac{0{,}5-r'}{r'}$

$$= 15.\frac{0{,}5-r'}{r'} \quad \ldots\ldots \quad (A')$$

Zur Bestimmung der Constanten C' hat man zu beachten, daß $\chi = 0$ wird, wenn $r = 0{,}25$ Meter, und wenn man dies und den Werth $l = 0{,}5$ und $C = \frac{P}{30}$ in Gleichung (B) substituirt, so erhält man

$$C' = 30\frac{P.0{,}5}{P} + \frac{1}{\log.\,e}.\log.\frac{0{,}25}{0{,}25} = 0.$$

Setzt man endlich diese Werthe in (B) ein, so erhält man als numerische Gleichung der Curve V

$$\chi = 34{,}56\log.\frac{r}{0{,}5-r} \quad \ldots\ldots \quad (B')$$

Nach den Gleichungen (A') und (B') wurden die Curven des von Herrn Moison nach Mühlhausen gesandten Dynamometers nachgerechnet und rectificirt.

Der Registrirapparat besteht, wie eine Gasuhr, aus mehreren Zifferblättern mit den Ziffern 1 bis 10, deren Zeiger in Folge der ruckweisen Bewegung, welche ihnen durch das Sperrrad STU mitgetheilt wird, sich gegenseitig so fortschieben, daß der Zeiger auf dem Einerzifferblatt 10 Umdrehungen macht, während derjenige auf dem Zehnerzifferblatt 1 und derjenige auf dem Hunderterzifferblatt $\frac{1}{10}$ Umdrehung macht u. s. f.

Es handelt sich nun noch um die Bestimmung des Gewichtes P, welches am Ende des Hebels V' angehangen werden muß, damit der Zeiger auf dem Einerzifferblatte für 100 Kilogrammmeter eine Umdrehung mache. Bei dem Moison'schen Instrumente ist auf die Axe des Sperrrades ein Rad von 70 Zähnen aufgesteckt, welches ein anderes mit 30 Zähnen auf der Axe des Zehnerzifferblattes dreht, folglich wird der Einerzeiger pro Umdrehung des Sperrrades $\frac{70}{30}.10 = 23{,}33$ Umdrehungen machen und eine Umdrehung des Sperrrades 2333 Kilogrammmeter bedeuten.

Wir bemerkten oben, daß bei der höchsten Leistung, wo die Berührung der Curven im Punkte f' stattfindet, der Sperrkegel sich während des ganzen Schubes eingeklinkt

befindet und das Sperrrad bei jeder Drehung des Rades B um $^1/_6$ Umdrehung fortgeschoben wird. Bezeichnet nun R den am Umfange der 0,5 Meter hohen Riemenscheibe C wirkenden Widerstand, so wäre

$$6\,R\,\pi\,d = 2333 \text{ Kilogrammmeter,}$$

also müßte sein $R = 246{,}5$ Kilogramme.

Andererseits findet in jedem Augenblicke zwischen den Momenten in Bezug auf den Punkt O Gleichgewicht statt, also hat man

$$R\,d = P\,l\,\frac{l - r'}{r'},$$

wenn d den Durchmesser der Riemenscheibe C bedeutet.

Durch Einsetzung der numerischen Werthe $l = 0{,}5$, $r' = 0{,}1$, $d = 0{,}5$ folgt

$$P = 61{,}625 \text{ Kilogramme.}$$

Bevor man die Versuche anstellt, muß man die Stellung des Gegengewichtes Q so reguliren, daß es das Gewicht des Hebels V' nach Abnahme des Gewichtes P balancirt, ferner danach sehen, ob bei leergehendem Dynamometer der Daum richtig auf dem Sector aufliegt, damit der Sperrkegel nicht etwa einfallen und den Registrirapparat in Gang setzen kann.

Dynamometer mit Registrirapparat von A. Noury.

Auch dieses Dynamometer ist eine Modification des White'schen und giebt die Arbeit in Kilogrammmetern an einem Zählapparate an. Es folgt hier die Beschreibung mit Beziehung auf die Figuren 6 bis 8 auf Tafel 23.

Die von der treibenden Riemenscheibe A, mit welcher das conische Rad B fest verbunden ist, abgeleitete Arbeit wird durch das Rad F an das conische Getriebe E und die damit verbundene Riemenscheibe C übertragen, welche die zu prüfende Maschine treibt. Das Getriebe F dreht sich lose auf einem in dem Querbalken I, welcher die beiden Hebel G und H verbindet, sitzenden Zapfen. Die Hebel, welche im Ruhezustande vertical hinabhängen, sind um die Axe RR der Riemenscheiben drehbar und tragen Gewichte.

Das Rad F ist also von den Rädern B und E tangentiell zum Umfange von zwei gleichen Kräften in Anspruch genommen, welche es um die Axe RR zu drehen suchen, während die Gewichte P, P an den Hebeln G, H dem entgegenwirken.

Bezeichnet man in Fig. 9 mit R den am Umfange der Riemenscheibe C wirkenden Widerstand, mit d den Durchmesser dieser Scheibe, sei OP_2 die Lage, welche die Hebel in Folge der auf sie wirkenden Kräfte angenommen haben, g der Schwerpunkt dieser Hebel, $Og = l$ und $\angle POP_2 = \alpha$, so läßt sich die Kraft P zerlegen in einen Zug P_2, welcher von der Axe aufgenommen wird, und in eine Kraft $P_1 = P \sin\alpha$, welche am Hebelarme $Og = l$ wirkt. Man erhält also durch Gleichsetzen der Momente:

$$R\,d = P_1\,l = P\,l \sin\alpha \text{ und}$$

$$\sin\alpha = \frac{R\,d}{P\,l}.$$

Da nun hiernach der Sinus des Winkels α dem Widerstande R proportional ist, so braucht man nur seinen Werth für einen bestimmten Widerstand, z. B. $R = 10$ Kilogramme zu bestimmen, von O nach m anzutragen, in m ein Perpendikel zu fällen und dessen Durchschnitt n mit dem im Abstande $= 1$ von O beschriebenen Kreise zu bestimmen, um die Richtung der Linie Og und den Winkel α zu erhalten, um welchen sich die Hebel G und H bei einem Widerstande $R = 10$ Kil. verstellen werden. Für 20 Kil. Widerstand ist $Om_1 = 2\,Om$ zu nehmen und in gleicher Weise zu construiren; die größte durch diesen Apparat aufzunehmende Arbeit entspricht der horizontalen Stellung $Om\,m_1\,m_2 \ldots$ der Hebel, wo $\sin\alpha = 1$ ist.

Der Registrirapparat des Noury'schen Dynamometers besteht aus ein Paar leichten Conusen nach Art der bei den Spinnmaschinen vorkommenden doppelten Conuse, welche mit den starken Enden nach entgegengesetzten Seiten gerichtet sind und untereinander liegen. Der obere Conus M wird durch ein conisches Vorgelege x y bewegt, dessen eines Rad x mit dem Rade E fest verbunden ist. Die Zahl der Umdrehungen des oberen Conus wird sonach der Geschwindigkeit derjenigen Maschine, deren Betriebskraft bestimmt werden soll, proportional sein. Dieser Conus trägt die Bewegung auf den Conus N mittelst eines Kautschukriemens über, der in einer Gabel mit Röllchen parallel zur Axe verschoben wird, was durch ein Paar mit den Hebeln G, H verbundene Lenkerstangen Q Z bewirkt wird. (Fig. 6 und 7.)

Es ist leicht einzusehen, daß die Zahl der Umdrehungen des unteren Conus den durchlaufenen Wegen und Kräften, also der von der zu prüfenden Maschine verrichteten Arbeit proportional sein wird, wenn die Conuse so construirt sind, daß an verschiedenen Punkten ihrer Länge die Durchmesser des oberen und unteren Conuses sich zu einander verhalten, wie die den verschiedenen Stellungen On, On_1, On_2 u. s. w. der Hebel G H entsprechenden Widerstände. Ein Registrirapparat, welcher die Umdrehungszahlen dieses Conuses angiebt, wird also Ziffern notiren, welche der Arbeit proportional sind. Um eine gleichförmige Spannung des Riemens zu erhalten, müssen die Conuse nach den bekannten Formeln für conische Trommeln berechnet werden.

Bezeichnet man mit K die Arbeit, welche einer Umdrehung des unteren Conus N entspricht und die bei dem beschriebenen Apparate zu 20 Kilogrammmetern angenommen ist, mit a, a_1, a_2 u. s. w. diejenigen Durchmesser des oberen Conuses, welche den Durchmessern b, b_1, b_2 der unteren Trommel entsprechen, so muß sein:

$$a + b = a_1 + b_1 = a_2 + b_2 = \ldots . 45{,}5 \text{ Millimet.} \quad (1)$$

Bezeichnet R den Widerstand am Umfange der Riemenscheibe C, deren Durchmesser $d = 0{,}319$ Meter mißt, so ist die Arbeit des Widerstandes pro Umdrehung $R\pi d$. Bei dem Noury'schen Dynamometer macht die Riemenscheibe C 2,5 mal soviel Umgänge, als der obere, daher $2{,}5 . \frac{a}{b}$ mal soviel Umgänge als der untere Conus, und es wird die einer Umdrehung des Letzteren entsprechende Arbeit betragen:

$$K = \frac{R\pi d}{2{,}5\frac{a}{b}} = \frac{\pi d b}{2{,}5\,a} R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Substituirt man in diesen Ausdruck die Werthe von K, π und d und setzt man nach einander R = 10, 20, 30 bis 90 Kilogramme, so erhält man durch Combination mit Gleichung (1) folgende Reihe von zusammengehörigen Durchmessern, nach welcher man annähernd die Curve der Trommeln verzeichnen kann:

R = 10	20	30	40	50	60	70	80	90	Kil.
a = 6,75	11,55	15,20	18,00	20,25	22,10	23,60	24,90	26,00	Mill.
b = 33,75	28,95	25,30	22,50	20,25	18,40	16,90	15,60	14,50	Mill.

Soll das Dynamometer keine Arbeit angeben, so muß die Zahl der Umdrehungen der unteren Trommel, also das Verhältniß $2{,}5\frac{a}{b}$ gleich Null werden, was jedoch nur eintreten kann, wenn $a = 0$ ist. Diese Bedingung ist aber unmöglich, weshalb ein so construirter Registrirapparat niemals für den Zustand, wo keine Arbeit geleistet wird, Null angeben kann; man kann höchstens die Einrichtung so treffen, daß er nur eine so geringe Größe angiebt, daß dieselbe ohne merklichen Einfluß auf die praktischen Resultate bleibt.

Dieser Uebelstand ist aber unserer Ansicht nach nicht die hauptsächlichste Unvollkommenheit des Noury'schen Apparates, wir finden vielmehr noch größere Nachtheile in der Anwendung eines Kautschukriemens zum Betrieb des unteren Conuses, weil bei veränderlichen Widerständen unaufhörliche seitliche Verschiebungen dieses Riemens erforderlich sind und die häufigen Oscillationen der Führungsgabel dem Riemen zu stoßweise und häufige Verschiebungen zumuthen, als daß er sich in gehörig paralleler Richtung (immer in derselben verticalen Ebene) verschieben sollte, und weil das unaufhörliche Schwanken der Hebel und ihre Stöße gegen ihre Aufhalter einen nachtheiligen Einfluß auf die Regelmäßigkeit des Ganges und die am Zählapparate abzulesenden Resultate ausüben muß. Wir haben uns schon beim bloßen Ansehen überzeugen können, daß diese Einflüsse von Zeit zu Zeit Rutschungen und folglich bald Beschleunigungen, bald Verzögerungen der Bewegung der unteren Trommel bewirken, und diese Beobachtung ist durch die vergleichenden Versuche mit dem Prony'schen Zaume bestätigt worden. Bei einem Versuche, wo die Arbeit der Stellung des Riemens in der Mitte der Länge der Conuse entsprach, waren die Angaben des Zählapparates ziemlich constant und regelmäßig 3 bis 5 Proc. geringer, als die Arbeit nach dem Prony'schen Zaume, während bei Versuchen, wo die Arbeit geringer war und der Riemen am schwächeren Ende des oberen Conuses auflag, dieser sich nur schwer dort erhielt und stärkeren Rutschungen ausgesetzt war, also auch die verzeichneten Resultate viel unregelmäßiger ausfielen.

Wir wollen aber zufügen, daß das Noury'sche Dynamometer bei sehr regelmäßiger Arbeit brauchbare Resultate zu liefern scheint, und daß der Registrirapparat desselben vor demjenigen von Moison den Vorzug besitzt, daß er den momentanen Veränderungen der Kraft Rechnung trägt und folglich eine genauere Darstellung der Arbeitscurve liefert.

Dynamometer mit Registrirapparat von Matter.

Die Herren Dollfus-Mieg & Comp. haben der industriellen Gesellschaft ein drittes Dynamometer zur Beurtheilung vorgelegt, welches auf denselben Principien als die beiden zuerst beschriebenen Instrumente begründet ist, und dessen Erfinder ein Ingenieur des Dollfus'schen Etablissements, Herr Matter, ist. Es ist dem Palier'schen Dynamometer bezüglich der Art, wie die Kraft gemessen wird, sehr ähnlich, vermeidet aber die Nachtheile des Letzteren, welche wir oben angegeben haben. Der Registrirapparat besteht nicht aus einem Laufröllchen, wie bei dem Palier'schen Instrumente, ist vielmehr dem Princip nach ebenso eingerichtet, wie der Moison'sche Apparat, aber obgleich er demgemäß nicht eine ganz vollkommene Registrirung der Arbeit bewirkt, so scheint er uns doch sowohl bezüglich der Genauigkeit, als auch in Rücksicht auf die mechanische Construction soviel vollkommener, daß er als ein praktisch brauchbares Instrument bezeichnet werden kann. Der Mangel einer zu engen Beschränkung der beim Registrirapparat zulässigen Geschwindigkeit, den wir oben hervorheben mußten, ist hier nicht vorhanden, vielmehr haben wir durch Versuche gefunden, daß die Sperrkegel bei einer Geschwindigkeit der großen Riemenscheiben von 250 Umdrehungen pro Minute noch ganz richtig arbeiten. Die Construction ist so compendiös, daß man mit diesem Apparate in den Spinnsälen, wo zwischen den aufgestellten Maschinen oft nur ein sehr beschränkter Raum vorhanden und die Anbringung der Riemen ziemlich schwierig ist, bequem Versuche machen kann. Eine besondere Einrichtung der Einrückegabel macht es möglich, daß man den Treibriemen nach jeder Richtung hin laufen lassen kann.

Das Matter'sche Dynamometer ist auf Tafel 24 im Maaßstabe von $^3/_{20}$ der natürlichen Größe dargestellt.

Die beiden Riemenscheiben A und C, wovon erstere den treibenden Riemen aufnimmt, letztere die zu prüfende Maschine betreibt, sind nebeneinander angebracht, wodurch in vielen Fällen die Möglichkeit gegeben ist, mit den Maschinen Versuche anzustellen, ohne die Disposition der Riemenscheiben verändern zu müssen. Die Bewegungsübertragung von der Riemenscheibe A auf die Scheibe C erfolgt durch das auf der Welle R R aufgekeilte Stirnrad B, welches die beiden auf einer anderen Welle sitzenden Räder F, F' und dadurch das an der Riemenscheibe C befestigte Rad E mit innerer Verzahnung treibt. Die Zapfen der Räder F, F' liegen auf dem unteren Theile V' eines um die Are R R schwingenden Hebels V V' (Fig. 10), dessen anderes oberes Ende nach einer eigenthümlichen Curve gekrümmt ist und zur Aufwickelung einer Kette dient, welche über eine von dem, in Figur 1 nur abgebrochen gezeichneten, krummen Arme G getragene Leitrolle geht und am Ende ein Gewicht P trägt.

Durch diese Einrichtung wird das horizontale Baumeln der Kette und des Gewichtes, welches bei directer Anhängung des Gewichtes an die Curve, wie sie beim Palier'schen Dynamometer stattfindet, eintreten kann, vermieden. In gleicher Weise hat schon Böttcher (vergl. Bulletin, Vol. XXIX, S. 524) sein Dynamometer belastet und er empfiehlt dabei, daß man die Leitrolle in einem möglichst großen Abstande anbringen möge, um den aus der Verschiedenheit der Neigungen der Kette hervorgehenden Abweichungen vorzubeugen. Herr Matter hat sich aber von dieser oft lästigen Bedingung dadurch befreit, daß er die Curve des krummen Hebels entsprechend geändert hat, so daß sie keine reine Spirale ist, wie bei den Dynamometern von Palier und Moison.

Aus der Einrichtung der Bewegungsmittheilung geht hervor, daß die Are der Räder F F einen um so stärkeren Druck nach oben erfährt, je größer der an der Riemenscheibe C wirkende Widerstand ist. Der obere Theil V des Hebels hat das Bestreben, sich abwärts zu bewegen, und man hat (Fig. 8) für alle Stellungen die Gleichgewichtsbedingung:

$$P\,l = R\,d,$$

wenn d den Durchmesser der Rolle C und l den Hebelarm des durch das Gewicht P ausgeübten Zuges, also das Perpendikel vom Mittelpunkte O auf die Richtung der Kette bedeutet. Diese Gleichung zeigt, daß das Moment P l des Gewichtes in Bezug auf die Are der Riemenscheiben gleich Null ist, wenn die Richtung der Kette durch diese Are geht, und daß es wächst, wenn der Hebel sich senkt. Die Curve dieses Hebels muß aber so beschaffen sein, daß das Moment des angehängten Gewichtes ebenso wie die übertragene Arbeit wächst proportional zu R, welches sich selbst wie die von dem Hebel beschriebenen Winkel verhält.

Der Hebel mit dem Krümmling endigt auf der Seite von V' in einem gezahnten Sector a, welcher in ein Getriebe a' greift und Letzteres theilt seine Bewegung mittelst der Welle a' b und des Zahnrades b (Fig. 3) dem Zahnrade b' mit dem Sector M mit. Der Letztere (Fig. 7) ist concentrisch mit b', hat den Halbmesser r' und den halben Kreisumfang zur Länge. Bei der Drehung bewegt er sich vor einer zur Hälfte ebenso hohen und zur anderen Hälfte etwas niedrigeren Scheibe N (Fig. 6), ohne sie zu berühren, und die Umfänge des Sectors M und der gleichhohen Hälfte der Scheibe N bilden bald zusammen eine volle Kreisperipherie, bald hört die Continuität auf, indem der Sector einen größeren oder kleineren Theil der gleichhohen Hälfte der Scheibe N bedeckt und einen ebenso großen Theil der niedrigeren Hälfte frei läßt.

Das Rad mit dem Sector M und die Scheibe N sind so aufgesteckt, daß keine Unterbrechung in dem erwähnten cylindrischen Rande eintritt, wenn das Moment des Gewichtes P gleich Null ist, und daß die Unterbrechung des Umfanges gerade die Hälfte beträgt, oder die beiden Umfangshälften vom Halbmesser r' gerade nebeneinanderstehen, wenn das Moment von P ein Maximum ist. In den mittleren Stellungen muß die Unterbrechung den vom Hebel beschriebenen Winkeln proportional sein, sich also in Folge der Construction der Krümmung dieses Hebels wie die auf die Riemenscheibe ausgeübten Kräfte verhalten.

Neben der Scheibe N befindet sich auf derselben Welle ein loses Rad K (Fig. 3 u. 5), welches von der Kraftwelle aus betrieben wird und dessen Umgangszahl also in einem bestimmten Verhältniß zu derjenigen der Riemenscheibe steht. Es trägt zwei Sperrkegel H und H', welche entweder auf dem mehrerwähnten cylindrischen Umfange des Sectors M und der Scheibe N hinstreichen oder in die Zähne eines zwischen dem Rade K und der Scheibe N sitzenden Sperrrades r r eingreifen und Letzteres mit fortnehmen. Findet sich in dem cylindrischen Rande keine Unterbrechung, so gleiten die Sperrkegel blos darüber hin, sobald aber eine Trennung eintritt, so fallen sie in das Sperrrad ein und veranlassen eine geringe Verschiebung desselben, bis sie wieder von dem cylindrischen Rande aufgefangen und ausgehoben werden, worauf das Sperrrad sofort stehen bleibt.

Letzteres Rad rückt also bei jeder Drehung des Rades K zweimal um ein Stückchen vorwärts, welches dem auf die Riemenscheibe ausgeübten Drucke, sowie dem von dieser Kraft durchlaufenen Wege, mithin der ausgeübten Arbeit proportional ist, und ein Zählapparat S, welcher eine ähnliche Einrichtung wie die Gasuhren besitzt, zeigt die Anzahl der in einer gegebenen Zeit von dem Sperrrade gemachten Umdrehungen an, so daß er zum bequemen Ablesen der gelei-

steten Arbeit dient, wenn eine Umdrehung am ersten Zifferblatte einer bestimmten Arbeitsmenge z. B. 100 Kilogrammmetern entspricht. Da beim höchsten Kraftaufwande jeder Sperrkegel während der Hälfte des Umganges arbeitet, so besitzt dieses Zählwerk dann eine ununterbrochene Bewegung; für jede geringere Leistung kann es nur schubweise arbeiten.

Herr Matter hat noch einen anderen Zählapparat T eingerichtet, welcher in jedem Augenblicke die von dem Umfange der Rolle C abgewickelte Zahl von Metern ablesen läßt. Da die Riemen auf den Scheiben A und C bei dem Versuche gleiten werden, so ist die Einrichtung so getroffen, daß die Riemenscheibe C ein geringes Voreilen (1 Centimeter pro Meter Umfang, welcher bei der ersteren Rolle sich abwickelt) erhalten hat. Der Zählapparat T giebt eine Anzahl von Metern an, welche die Mitte hält zwischen den von den Riemenscheiben A und C abgewickelten oder von jedem Punkte im Umfange dieser Riemenscheiben zurückgelegten Wegen in Metern.

Hierin liegt eine nicht zu vermeidende Fehlerquelle, ein anderer Uebelstand liegt darin, daß die Sperrkegel das Rad niemals ganz genau in dem Momente fassen, wo sie die Ränder der Sectoren verlassen.

Ein Zeiger X giebt auf einem eingetheilten Bogen UU die den verschiedenen Stellungen des Hebels entsprechende Kraft an. Wenn man also untersuchen will, ob der Registrirapparat richtig arbeitet, so stellt man den Hebel V in einer Stellung fest, welche einem passenden Punkte des Zeigers X auf der Scala entspricht, und läßt die Maschine arbeiten, worauf man durch eine leichte Rechnung die Anzahl von Kilogrammmetern findet, welche der Zählapparat angeben muß.

Ein durch ein Gewicht gegen eine Scheibe angedrückter Brems Y (Fig. 4) hindert das Sperrrad daran, daß es sich nicht etwa in Folge des beim Auslegen der Sperrkegel erhaltenen Stoßes drehe. Mittelst des Kuppelmuffes Z kann man den Zählapparat am Ende des Versuches ausrücken, und braucht somit nicht die zu prüfende Maschine abzuhängen. (Fig. 2.)

Was die Construction der Curve V V anlangt, so sei in Fig. 9 O A der Hebelarm des Gewichtes P bei der höchsten Leistung, G die Leitrolle für die Kette und O G ihre Entfernung von dem Drehpunkte des Hebels. Die Curve soll nun eine solche Krümmung erhalten, daß die von dem Hebel (von seiner Anfangsstellung aus) beschriebenen Winkel den aus dem Punkte O auf die Tangenten der Curve (d. h. die Richtungen der Kraft P) gefällten Perpendikeln proportional seien.

Gesetzt man wolle den Hebel eine Drehung von 90° machen lassen, so daß er aus der der Kraft Null entsprechenden Lage in die der höchsten Kraft correspondirende Stellung übergeht, so zieht man mit dem Halbmesser O G einen Kreis und theilt ein Viertel des Umfanges in eine Anzahl gleicher Theile, beschreibt in den Theilpunkten die den verschiedenen Stellungen der Leitrolle gegen den Hebel entsprechenden Kreise G g, G′ g′, G″ g″ u. s. w., theilt den Hebelarm O A in eine gleiche Zahl von gleichen Theilen und zieht durch diese Theilpunkte 1, 2, 3 u. s. w. concentrische Kreise um O. Dann giebt g O die Richtung an, nach welcher das Gewicht P wirkt, wenn gar keine Arbeit verrichtet wird, und man erhält die gesuchte Curve V V, wenn man hintereinander die Tangenten g′ 1, g″ 2, g‴ 3 u. s. w. zieht, welche gleichzeitig die aus den Theilpunkten des Kreises G G′ G″ . . . beschriebenen Kreise und die durch die Punkte 1, 2, 3 u. s. w. gelegten Kreise berühren, und die Durchschnittspunkte dieser Tangenten durch eine Curve verbindet. Diese Curve entspricht den gestellten Bedingungen, denn die von dem Hebel durchlaufenen Winkel, oder die von dem Mittelpunkte der Rolle G (die man sich in der Zeichnung um den Drehpunkt des Hebels herumbewegt gedacht hat) beschriebenen Bögen sind den Hebelarmen des nach der Richtung der Tangenten abziehenden Gewichtes proportional.

Schlußbemerkung.

Wir haben die Beschreibung der verschiedenen Dynamometer nach White'schem System, welche der Société industrielle zur Beurtheilung zugesandt worden sind, gegeben und zugleich die hauptsächlichsten Eigenschaften und Unterschiede dieser untereinander so ähnlichen Instrumente hervorzuheben gesucht. Man kann an ihnen im Allgemeinen tadeln, daß sie durch die Reibung zwischen ihren Theilen einen gewissen Theil der an sie abgegebenen Arbeit consumiren, und daß man deshalb ihre Angaben mit einem Correctionscoefficienten multipliciren müsse. Sie verlangen ferner die Einschiebung eines Vorgeleges und befriedigen nicht ganz die Ansprüche an ein gutes Dynamometer, welches die gesammte übertragene Arbeit genau registriren muß.

Diese Uebelstände würden bei guten Federdynamometern mit Zählervorrichtung, wie wir sie eingangs beschrieben haben, nicht vorkommen und wir erfahren soeben, daß man derartige Instrumente im Conservatorium der Künste und Gewerbe in Paris besitzt. Wenn wir aber auch diese Apparate keineswegs verwerfen wollen, vielmehr ihre mehrere Verbreitung und die Beseitigung der aus der Abnahme der Elasticität der Federn hervorgehenden Mängel durch Verbesserungen in der Herstellung solcher Federn lebhaft wünschen, so müssen wir doch gestehen, daß vor der Hand die dynamometrischen Apparate nach White's System immer noch eine größere Zuverlässigkeit in Bezug auf ihre Angaben besitzen, und daß wir deshalb alle Versuche, dieselben noch weiter zu vervollkommnen, mit Interesse begrüßen.

Schlüßlich wollen wir noch erörtern, ob und welche Ansprüche die Herren Moison und Roury auf Zuerkennung

des Preiſes Nr. 25 haben. Es geht aus dem Vorſtehenden hervor, daß dieſe beiden Dynamometer den Bedingungen des Programmes namentlich darin nicht genügen, daß ſie nicht geſtatten, eine Arbeit zu meſſen, welche von einem Augenblicke zum andern variirt, jedoch hatten wir anzuerkennen, daß die neuerdings eingeſandten Dynamometer in dieſer Beziehung weſentliche Verbeſſerungen zeigten.

Wir ſind überzeugt, daß bei paſſender Abänderung der von Herrn Moiſon angewendeten Conſtructionen ein Apparat zu erzielen iſt, welcher unter Beibehaltung des Princips, auf welchem ſein Regiſtrirapparat beruht, nicht viel zu wünſchen übrig laſſen wird. Wir betrachten daher ſeine Erfindung als einen wirklichen Fortſchritt und tragen auf Zuerkennung einer ſilbernen Medaille zur weiteren Aufmunterung (à titre d'encouragement) an.

Der Noury'ſche Regiſtrirapparat erſcheint uns trotz ſeiner ſehr ingeniöſen Einrichtung als noch weniger dem Programm entſprechend, indem Letzteres durch Ausſchluß der bekannten Apparate mit Röllchen zu erkennen gab, daß es die möglicherweiſe durch das Gleiten von Maſchinentheilen entſtehenden Fehlerquellen vermieden wiſſen wolle. Da aber der Apparat des Herrn Noury in Folge ſeiner Einfachheit unter gewiſſen Verhältniſſen von praktiſchem Werthe ſein kann, ſo beantragen wir für den Erfinder zur weiteren Aufmunterung eine broncene Medaille.

Das Dynamometer von Matter entſpricht in mehreren Beziehungen beſſer den Bedingungen des Preisausſchreibens, aber da es ſich nicht um den Preis beworben hat, ſo haben wir den Herren Dollfus-Mieg & Comp. hier nur unſern Dank für dieſe intereſſante Mittheilung und Herrn Matter unſere Anerkennung der ingeniöſen Weiſe, in welcher er die vorhandenen Schwierigkeiten zu überwinden geſucht hat, auszuſprechen.

Unterſuchung des Einfluſſes bewegter Laſten auf den Widerſtand eiſerner Brücken mit geraden Trägern.

Von

Renaudot, Ingenieur der Brücken und Chauſſeen.

(Aus den Annales des ponts et chaussées. 4. sér. 1. ann. 2. cah. 1861.)

Eiſerne Brücken mit geraden Trägern ſind bei Eiſenbahnanlagen ſeit einigen Jahren ſehr häufig in Anwendung gekommen und werden ihrer werthvollen Eigenſchaften wegen noch häufigere Anwendung finden.

Sie ſind einfach in ihrer Conſtruction, bieten unter ihrer Bahn die größtmöglichſte Höhe, ohne dabei das Niveau der Schienen zu ſehr zu erhöhen, und würden daher ſelbſt zum Ueberſchreiten der größten Weiten anwendbar ſein, wenn nicht das ſchnelle Wachsthum ihres Gewichtes bei zunehmender Größe ihre Anwendung ſehr koſtſpielig machte. Auf der anderen Seite ſind jedoch auch dieſe Brücken mehr als jedes andere Syſtem gegen Stöße, Erſchütterungen ꝛc., zu denen der plötzliche und häufig wiederkehrende Uebergang ſchwer belaſteter Züge Veranlaſſung giebt, empfindlich, und es haben die Ingenieure ſeit Beginn ihrer Anwendung die Nothwendigkeit empfunden, ihnen eine über- Sicherheit zu geben, um dieſen ſchädlichen Einwir-, die in Bezug auf ihre Geſetze zwar noch unbekannt, nichts deſto weniger aber doch inſtinktmäßig richtig verſtanden worden waren, genügende Rechnung zu tragen.

Die Frage, um wieviel man die einzelnen Theile einer eiſernen Brücke ſtärker annehmen müſſe, um die Einwirkungen der bewegten Laſt zu neutraliſiren, welchen Geſetzen die Letzteren folgten und wie groß der Einfluß einer zufälligen bewegten Laſt und ihrer Geſchwindigkeit auf der einen Seite und der Maſſe der Brücke und ihrer Trägheit andererſeits auf die Biegung eines metallenen Trägers ſei, mußte die Ingenieure, die dergleichen eiſerne Brücken bei Eiſenbahnen zuerſt in Anwendung brachten, zunächſt beſchäftigen.

Die erſte Anwendung von Brücken mit geraden Trägern ging von England aus, und hier war es auch, wo die Frage vom Einfluſſe bewegter Laſten auf den Widerſtand der Brücken zuerſt auftauchte und ein wiſſenſchaftliches Intereſſe erregte.

Im Jahr 1847 entſchloß ſich die engliſche Regierung in Folge der Brüche mehrerer Brücken, eine Commiſſion zu

ernennen, welche die Anwendbarkeit des Guß- und Schmiedeeiſens zu Conſtructionen, die heftigen Stößen und Erſchütterungen ausgeſetzt ſind; unterſuchen und nach den Worten des Programmes „das Licht der Theorie und Erfahrung" über dieſen Gegenſtand verbreiten ſollte.

Die erhaltenen Reſultate ſind hinreichend bekannt und der Bericht der Commiſſäre an die Königin in einer Ueberſetzung vom Generalinſpector Buſche in den Annalen für Brücken- und Straßenbau vom Jahre 1851 enthalten. Bei Gelegenheit der Vergleichung unſerer Formeln mit den Reſultaten der Erfahrung werden wir darauf zurückkommen. Dieſe im Jahre 1848 und 1849 ausgeführten Verſuche haben die hervorragendſten Wirkungen des Einfluſſes bewegter Laſten auf metallene Brücken beleuchtet; da ſie jedoch größtentheils mit Balken von geringen Dimenſionen und von im Verhältniß zur Größe der bewegten Körper ſehr kleinen Maſſen ausgeführt wurden, ſo ſind ſie für uns, trotz der analytiſchen Unterſuchungen von G. Stokes, Profeſſor am Pembroke-College zu Cambridge, mehr intereſſant, als nützlich.

Es hat übrigens Stokes das Problem nur für den fingirten Fall, daß die Maſſe der Brücke gegen die Maſſe der rollenden Laſt vernachläſſigt werden kann, und für den umgekehrten, daß die Laſt im Verhältniß zu derjenigen des Balkens ſehr klein iſt, behandelt. Allerdings ſind dies zwei Grenzen, zwiſchen denen diejenigen der Praxis enthalten ſind.

Endlich iſt auch bei obiger Theorie von Stokes die Laſt als nur in einem Punkte angreifend und die bewegliche Maſſe als auf einen Punkt concentrirt angenommen worden.

Die vollſtändige Löſung dieſes Problems bei obiger Vorausſetzung, daß nämlich die bewegliche Maſſe in einem Punkte concentrirt ſei, wurde vom Bergingenieur Phillips (Annales des mines 1855) gegeben.

Seine Formeln ſind allgemein und tragen der Trägheit des Balkens, bei jedem Verhältniß ſeiner Maſſe zu der der beweglichen Laſt in den beiden Fällen, wo derſelbe frei aufliegt und wo er an ſeinen Enden eingemauert iſt, Rechnung. Aber die Formeln dieſes gelehrten Ingenieurs ſind, wie ſchon erwähnt, auf die Hypotheſe baſirt, daß die rollende Laſt nur in einem einzigen Punkte angreife.

Es iſt nun dieſe Hypotheſe wohl anwendbar, wenn ſich's um die Berechnung des Einfluſſes eines Zuges auf die Schienen, oder auf Brücken von geringer Oeffnung handelt, ſie iſt aber unbrauchbar bei Beſtimmung des nämlichen Einfluſſes auf Träger von großer Spannweite, wie ſie bei Eiſenbahnviaducten in Anwendung kommen.

Zweck der gegenwärtigen Arbeit iſt es nun:

Die erwähnten Unterſuchungen zu vervollſtändigen, indem ſie auf den wirklich praktiſchen Fall, daß die Laſt gleichmäßig vertheilt iſt, ausgedehnt werden,

einige eigenthümliche und merkwürdige Umſtände der Bewegung, die ſich während des Ueberganges von Zügen über eiſerne Brücken entwickelt, mitzutheilen,

einfache analytiſche Ausdrücke für die äußerſten nicht gefährlichen Werthe der lebendigen Kraft der Züge als Function der Spannweite der Brücken zu geben, und endlich,

durch Anwendung unſerer Formeln auf mehreren vorhandenen Brücken den geringen Einfluß der Geſchwindigkeit auf den Widerſtand metallener Träger zu beſtätigen.

Da übrigens der Zweck dieſer Arbeit ein rein praktiſcher iſt, ſo ſoll alles, was ſich auf das Studium der ſchwingenden Bewegungen bezieht, unberückſichtigt bleiben, und da der Hauptgegenſtand der analytiſchen Unterſuchungen die Darlegung des geringen Einfluſſes der Geſchwindigkeit der bewegten Laſten ſein wird, ſo beſchränken wir uns auf den für den Widerſtand ungünſtigſten Fall, daß nämlich der Balken auf zwei Unterſtützungen frei aufliegt.

Die Arbeit ſelbſt wird in folgende 3 Capitel zerfallen:

1. Cap. Aufſtellung der Fundamentalformeln.
2. „ Anwendung der vereinfachten Formeln.
3. „ Allgemeine Betrachtungen über den Einfluß bewegter Laſten auf Eiſenconſtructionen. Schlußfolgerungen.

I. Capitel.

Aufſtellung der Grundformeln.

Wir betrachten einen homogenen Balken ACB von gleichförmigem Querſchnitte, welcher horizontal auf den beiden Stützen A und B aufliegt.

Es ſei

l die Entfernung der Unterſtützungspunkte,

p das Gewicht des Balkens ſammt ſeiner conſtanten Belaſtung pro laufendes Meter,

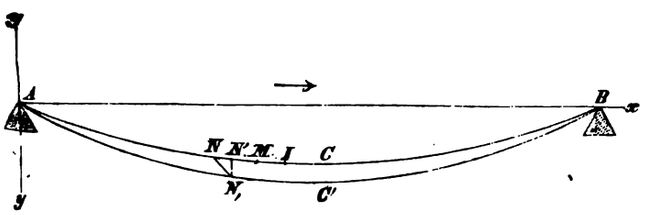
M das Elaſticitätsmoment des Querſchnittes,

P das Gewicht der rollenden Laſt pro laufendes Meter,

x und y die rechtwinkligen Coordinaten eines beliebigen Punktes der mittleren Faſer ABC in Bezug auf das weiter unten anzugebende Syſtem von Axen,

g die Acceleration der Schwere,

t die Zeit, gerechnet von dem Augenblicke an, in



welchem der Kopf des Zuges in A anlangt — die Bewegung von A nach B angenommen.

Außerdem ſetzen wir voraus, daß die gleichmäßig vertheilte rollende Laſt mit dem Balken eine ſehr große Anzahl Berührungspunkte, in denen die Maſſe derſelben concentrirt iſt, gemein habe.

Iſt nun der Zug bei ſeiner Bewegung bis I vorgeſchritten, ſo wird der Balken in dieſem Augenblicke die Biegung ABC, die aus den beiden Zweigen AI und IB zuſammengeſetzt iſt, annehmen. Jeder von dieſen Zweigen hat ſeine beſondere Gleichung, deren Aufſtellung unſere nächſte Aufgabe bildet.

Beſchäftigen wir uns zunächſt mit dem Zweige AI.

Als X-Axe ſei die Linie AB und als Y-Axe eine zu ihr ſenkrechte, durch A gezogene Linie angenommen.

Die y ſeien poſitiv unterhalb der X-Axe.

Wendet man nun auf einen beliebigen Punkt M im Zweige AI die bekannte Gleichung des geraden Balkens an, ſo erhält man

$$(1) \qquad M \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = X$$

und es bezeichnet alsdann X das Moment aller bekannten und unbekannten, vom äußerſten Punkte des Stückes bis zu dem, dem Punkte M entſprechenden Schnitte wirkenden Kräfte.

Dieſe Kräfte ſind im vorliegenden Falle:

1) Die unbekannte Reaction Y der Unterſtützung A auf den Balken.
2) Für jedes Element dx' des Balkens: ſein Gewicht pdx' und die Trägheitskraft
$$-\frac{p}{g}\frac{d^2 y}{dt^2} \cdot dx',$$
die man als vertical annehmen kann.
3) Das Gewicht $P dx'$ jedes, ein Element dx' des Balkens bedeckenden Elementes des Zuges und endlich ſeine Trägheitskraft, die zu beſtimmen übrig bleibt.

Das jetzt bei N befindliche Element der Belaſtung $P dx'$ würde, wenn ſich die Geſtalt des Balkens nicht geändert hätte, in dem Zeitelemente dt in N' angekommen ſein, es iſt aber während dieſer Zeit dt die Curve ABC in ABC' übergegangen und es hat ſich der Punkt N' nach N_1 bewegt, ſo daß die Belaſtung ein Element der Trajectorie NN_1 durchlaufen hat.

Nun kann man die Bewegung nach NN_1 als Reſultante zweier anderen Bewegungen NN' und $N'N_1$ betrachten, wovon NN' die Centrifugalkraft

$$\frac{P dx'}{g} \cdot \frac{V^2}{R}$$

(wenn R den Krümmungsradius im Punkte N der Curve ABC im Augenblicke t bezeichnet) und $N'N_1$ die Trägheitskraft

$$\frac{P dx'}{g} \cdot \frac{d^2 y'}{dt^2}$$

hervorrufen wird.

Außerdem kann man der geringen Biegung des Balkens wegen ſetzen:

$$R = -\frac{1}{\frac{d^2 y'}{dx'^2}}$$

und ſchreiben

$$\frac{P dx'}{g} \cdot \frac{V^2}{R} = -\frac{P \cdot dx'}{g} \cdot V^2 \cdot \frac{d^2 y'}{dx'^2}.$$

Dies auf die Gleichung (1) angewendet, giebt

$$M \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = \int_0^x \left[p\left(1 - \frac{1}{g} \cdot \frac{d^2 y'}{dt^2}\right) + P\left(1 - \frac{1}{g} \cdot \frac{d^2 y'}{dt^2} + \frac{1}{g} \cdot \frac{V}{R}\right)^2 \right] (x - x')\, dx' - Yx,$$

oder beſſer:

$$(2) \quad M \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = \int_0^x (p + P)(x - \alpha')\, dx' - \frac{p + P}{g} \int_0^x \frac{d^2 y'}{dt^2} (x - x')\, dx' - \frac{P V^2}{g} \int_0^x \frac{d^2 y'}{dx'^2} (x - x')\, dx' - Yx.$$

Wenn man nun bedenkt, daß die Reaction Y von x unabhängig iſt, ſo erhält man durch 2maliges Differenziiren der Gleichung (2) in Bezug auf x, um ſie von der Unbekannten y' zu befreien, als Differenzialgleichung des Zweiges AI der Curve den Ausdruck

$$M \frac{d^4 y}{dx^4} = p + P - \frac{P V^2}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} - \frac{p + P}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}$$

oder, wenn man zur Vereinfachung

$$\frac{P V^2}{p + P} = \beta^2; \quad \frac{M g}{p + P} = K^2 \text{ ſetzt,}$$

$$(3) \qquad \frac{d^2 y}{dt^2} = g - \beta^2 \frac{d^2 y}{dx^2} - K^2 \frac{d^4 y}{dx^4}.$$

Ebenſo findet man als Differenzialgleichung des Zweiges IB, wenn man die Linie AB und ein durch den Punkt B gezogenes Perpendikel als Coordinaten und die Richtung der Poſitiven wie früher annimmt, den Ausdruck

$$M \cdot \frac{d^4 y}{dx^4} = p - \frac{p}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}$$

oder,

$$\frac{p + P}{p} = m \text{ geſetzt,}$$

$$(4) \qquad \frac{d^2 y}{dt^2} = g - K m^2 \frac{d^4 y}{dx_1^4}.$$

Endlich kann man mittels folgender particulären Auflöſungen

$$y' = \frac{p+P}{2PV^2} g x^2$$

$$y'_1 = \frac{p}{2.3.4M} x_1^4$$

die Gleichungen (3) und (4) von den Conſtanten befreien, wenn man für die Variable y eine andere Variable z, die mit erſterer durch die Gleichung

$$y = y' + z \quad (a)$$
$$y = y'_1 + z \quad (b)$$

verbunden iſt, ſubſtituirt, wodurch man erhält

$$(5) \quad \frac{d^2 z}{dt^2} = -\beta^2 \frac{d^2 z}{dx^2} - K^2 \cdot \frac{d^4 z}{dx^4}$$

$$(6) \quad \frac{d^2 z}{dt^2} = -mK^2 \cdot \frac{d^4 z}{dx_1^4}.$$

Dies die Gleichungen, welche die in Frage ſtehende Bewegung beſtimmen, und es bleibt noch deren Integration, indem man die beſonderen Umſtände bezüglich der Unterſtützung berückſichtigt, auszuführen übrig.

Nehmen wir zunächſt Gleichung (5) vor.

Ruht der Balken in A auf einer einfachen Unterſtützung, ſo muß man für $x = 0$ auch

$$y = 0 \text{ und } \frac{d^2 y}{dx^2} = 0$$

haben, d. h. zufolge der Gleichung (a)

$$z = 0 \text{ und } \frac{d^2 z}{dx^2} = -\frac{p+P}{PV^2} \cdot g.$$

Hiernach iſt der Werth von z

$$(7) \quad z = Ax - g\frac{p+P}{2P.V^2} x^2 + Bx^3 + Cx^4 + Dx^5 + \ldots$$

worin A, B, C, D ꝛc. vor der Hand noch unbekannte, von der Zeit abhängige Coefficienten ſind.

Desgleichen erhält man als Integral der Gleichung (6) eine Reihe:

$$(8) \quad z = A_1 x_1 + B_1 x_1^3 + C_1 x_1^4 + D_1 x_1^5 + \ldots.$$

Der durch die Gleichung (7) erhaltene und in die Differenzialgleichung (5) ſubſtituirte Werth von z muß ſie identiſch machen nach x; man erhält demnach durch Gleichſetzung der Coefficienten gleichhoher Potenzen von x die Werthe der Coefficienten A, B, C ꝛc.

Die Subſtitution giebt:

$$A'' x + B'' x^3 + C'' x^4 + D'' x^5 + E'' x^6 + F'' x^7 + \ldots$$
$$= \begin{cases} -K^2[4.3.2.1.C + 5.4.3.2.Dx + 6.5.4.3.Ex^2 \\ \qquad + 7.6.5.4Fx^3 \ldots\ldots \\ -\beta^2\left[-g\frac{p+P}{PV^2} + 3.2.Bx + 4.3.Cx^2 + 5.4Dx^3\right. \\ \qquad \left. + 6.5Ex^4 + \ldots\ldots \right. \end{cases}$$

Hieraus ergiebt ſich für die Coefficienten von geradem Range:

$$C = \frac{1}{2.3.4.} \frac{p+P}{M},$$

$$E = -\frac{1}{2.3.4.5.6} \cdot \frac{p+P}{M} \cdot \frac{\beta^2}{K^2}$$

$$G = \frac{1}{2.3\ldots7.8} \frac{p+P}{M} \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2$$

$$I = -\frac{1}{2.3\ldots.9.10} \cdot \frac{p+P}{M} \cdot \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^3$$

und für diejenigen von ungeradem Range:

$$D = -\frac{1}{2.3.4.5} \cdot \frac{1}{K^2} \cdot A'' - \frac{1}{4.5} \cdot \frac{\beta^2}{K^2} \cdot B$$

$$F = \frac{1}{2.3\ldots6.7} \frac{\beta^2}{K^2} \cdot \frac{1}{K^2} A'' + \frac{1}{4.5.6.7} \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2 \cdot B - \frac{1}{4.5.6.7} \frac{1}{K^2} B''$$

$$H = \frac{1}{2.3\ldots8.9} \cdot \left(\frac{1}{K^2}\right)^2 A^{IV} + \frac{\beta^2}{4.5\ldots.8.9} \cdot \left(\frac{1}{K^2}\right)^2 B'' - \frac{1}{2.3\ldots8.9} \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2 \cdot \frac{1}{K^2} A'' + \frac{1}{4.5\ldots.8.9} \frac{\beta^2}{K^2} \cdot \frac{1}{K^2} B'' - \frac{1}{4.5\ldots.8.9} \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^3 B$$

ꝛc. . . . . .

Das Geſetz der Bildung jeder dieſer Reihen für die Coefficienten iſt erſichtlich und bezeichnet man daher mit T_n ein beliebiges Glied vom nten Range in der Gleichung (7) ſo erhält man folgende ſymboliſche Ausdrücke:

$$(9) \quad \begin{cases} T_n = -\frac{1}{n(n-1)} \frac{\beta^2}{K^2} \cdot T_{n-2} \\ T_n = -\frac{1}{n(n-1)(n-2)(n-3)} \frac{1}{K^2} T''_{n-4} \\ \qquad\qquad \frac{1}{n(n-1)} \frac{\beta^2}{K^2} T_{n-2}, \end{cases}$$

worin T''_{n-4} die zweite abgeleitete Function von T_{n-4} bezüglich der Zeit bedeutet, wie weiter oben A'', A^{IV}, B'', B^{IV} ꝛc. die 2. und 4. Abgeleiteten von A und B in Bezug auf t bezeichneten.

Subſtituirt man nun die Werthe von C, D, E ꝛc. in der Gleichung (7), ſo erhält man für das geſuchte Integral

$$(10) \quad \begin{cases} z = Ax - g\cdot\frac{p+P}{2PV^2}x^2 + Bx^3 + \frac{1}{2.3.4}\cdot\frac{p+P}{M}\cdot x^4 \\ \quad - \left[\frac{1}{2.3.4.5}\frac{1}{K^2}A'' + \frac{1}{4.5.}\frac{\beta^2}{K^2}B\right]x^5 \\ - \frac{1}{2\ldots.6}\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{p+P}{M}\cdot x^6 + \frac{1}{4\ldots.7}\left[\frac{1}{2.3}\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{1}{K^2}A'' \right. \\ \left. + \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2 B - \frac{1}{K^2}B''\right]x^7 + \frac{1}{2\ldots.8}\cdot\left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2\frac{p+P}{M}x^8 \\ + \frac{1}{4\ldots.9}\left[\frac{1}{2.3}\left(\frac{1}{K^2}\right)^2 A^{IV} + \frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{1}{K^2}B'' \right. \\ \left. - \frac{1}{2.3}\left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2\frac{1}{K^2}A'' - \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^3 B + \frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{1}{K^2}B''\right]x^9 - \text{ꝛc.} \end{cases}$$

Ebenſo führt die Subſtitution des durch die Gleichung (8) gegebenen Werthes von z in die Differenzialgleichung

(6) zur Kenntniß der Coefficienten A_1, B_1, C_1 ꝛc. und man erhält für den Curvenzweig IB:

$$(11)\quad \begin{cases} z_1 = A_1 x_1 + B_1 x_1^3 - \frac{1}{m K^2}\cdot\frac{1}{2\ldots5} A_1'' x_1^5 \\ \quad - \frac{1}{m K^2}\frac{1}{4\ldots7} B_1'' x_1^7 + \left(\frac{1}{m K^2}\right)^2 \frac{1}{2\ldots9} A_1^{IV} x_1^9 \\ + \left(\frac{1}{m K^2}\right)^2 \frac{1}{4\ldots11} B_1^{IV} x_1^{11} - \left(\frac{1}{m K^2}\right)^3 \cdot \frac{1}{2\ldots13} A^{VI} x_1^{13} \\ \quad - \left(\frac{1}{m K^2}\right)^3 \cdot \frac{1}{4\ldots15} B_1^{VI} x_1^{15} + \text{ꝛc.} \end{cases}$$

Der Werth von z und z_1 hängt alſo nur ab von den vier unbekannten Functionen der Zeit t: A, B, A_1, B_1, und man erhält deren Werthe, wenn man die Bedingungen, welchen die gemeinſchaftliche Ordinate y der beiden Curvenzweige AI und IB Genüge leiſten muß, in Betracht zieht.

Dieſe Bedingungen ſind folgende:

1) Im Punkte I, deſſen Abſciſſe $x = Vt$ iſt, haben beide Zweige dieſelbe Ordinate, und man hat demnach
$$y_{Vt} = y_{1(l-Vt)}.$$
2) In demſelben Punkte haben die beiden Zweige dieſelben Tangenten, alſo
$$\frac{dy}{dx_{Vt}} = -\frac{dy_1}{dx_{1(l-Vt)}}.$$
3) Müſſen die Spannungen in dem betrachteten Querſchnitte, da ſie ſowohl dem einen, als dem anderen Querſchnitte angehören, gleich ſein; was man dadurch ausdrückt, daß man die den Spannungen proportionalen Abgeleiteten gleich ſetzt:
$$\frac{d^2 y}{dx^2_{(Vt)}} = \frac{d^2 y_1}{dx_1^2{}_{(l-Vt)}}.$$

Endlich müſſen 4), wenn man von dem Schnitte I zu den benachbarten, auf beiden Seiten unendlich nahe liegenden Schnitten übergeht, die Veränderungen in der Spannung gleich, dem Zeichen nach aber entgegengeſetzt ſein, ſo daß man ſchreiben kann:
$$\frac{d^3 y}{dx^3_{Vt}} + \frac{d^3 y_1}{dx_1^3{}_{(l-Vt)}} = 0.$$

Es iſt leicht einzuſehen, daß in Folge der Gleichungen (a) und (b) dieſe vier Bedingungsgleichungen mit folgenden gleichwerthig ſind:

$$(12)\quad \frac{p+P}{2PV^2}\cdot g(Vt)^2 + z_{Vt} = \frac{p(l-Vt)^4}{2.3.4.M} + z_{1(l-Vt)}$$

$$(13)\quad g\cdot\frac{p+P}{PV^2}\cdot Vt + \frac{dz}{dx_{Vt}} = -\frac{p(l-Vt)^3}{2.3.M} - \frac{dz_1}{dx_{1(l-Vt)}}$$

$$(14)\quad g\cdot\frac{p+P}{P.V^2} + \frac{d^2 z}{dx^2_{Vt}} = \frac{p(l-Vt)^2}{2M} + \frac{d^2 z_1}{dx_1^2{}_{(l-Vt)}}$$

$$(15)\quad \frac{d^3 z}{dx^3_{Vt}} + \frac{d^3 z_1}{dx_1^2{}_{(l-Vt)}} = 0,$$

und ſubſtituirt man für z und z_1 ihre aus den Gleichungen 10 und 11 entwickelten Werthe, ſo erhält man für die Unbekannten A, B, A_1 B_1 die folgenden vier Bedingungsgleichungen:

$$(16)\quad \begin{cases} A(Vt) + B(Vt)^3 + \frac{1}{2.3.4}\cdot\frac{p+P}{M}\cdot(Vt)^4 - \frac{1}{4.5}\left[\frac{1}{2.3}\cdot\frac{1}{K^2}A'' + \frac{S^2}{K^2}B\right](Vt)^5 - \frac{1}{1\ldots6}\frac{S^2}{K^2}\cdot\frac{p+P}{M}\cdot(Vt)^6 \\ \quad + \frac{1}{4\ldots7}\cdot\left[\frac{1}{2.3}\cdot\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{1}{K^2}A'' + \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2 B - \frac{1}{K^2}B''\right](Vt)^7 + \text{ꝛc.} \\ = \frac{p(l-Vt)^4}{2.3.4.M} + A_1(l-Vt) + B_1(l-Vt)^3 - \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{2\ldots5}A_1''(l-Vt)^5 - \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{4\ldots7}\cdot B_1''(l-Vt)^7 + \text{ꝛc.} \end{cases}$$

$$(17)\quad \begin{cases} A + 3B\cdot(Vt)^2 + \frac{1}{2.3}\cdot\frac{p+P}{M}\cdot(Vt)^3 - \frac{1}{4}\left[\frac{1}{2.3}\cdot\frac{1}{K^2}A'' + \frac{\beta^2}{K^2}B\right](Vt)^4 - \frac{1}{2\ldots5}\cdot\frac{\beta^2}{K^2}\frac{p+P}{M}(Vt)^5 \\ \quad + \frac{1}{4\ldots6}\left[\frac{1}{2.3}\cdot\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{1}{K^2}A'' + \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2 B - \frac{1}{K^2}B''\right](Vt)^6 + \text{ꝛc.} \\ = -\frac{p(l-Vt)^3}{2.3.M} - A_1 - 3B_1(l-Vt)^2 + \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{2.3.4}\cdot A_1''(l-Vt)^4 + \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{4\ldots6}B_1''(l-Vt)^6 \text{ ꝛc.} \end{cases}$$

$$(18)\quad \begin{cases} 3.2B.Vt + \frac{1}{2}\cdot\frac{P+p}{M}(Vt)^2 - \left[\frac{1}{2.3}\cdot\frac{1}{K^2} + \frac{\beta_2}{K^2}B\right](Vt)^3 - \frac{1}{2.3.4}\cdot\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{p+P}{M}(Vt)^4 \\ \quad + \frac{1}{4.5}\left[\frac{1}{2.3}\cdot\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{1}{K^2}A'' + \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2 B - \frac{1}{K^2}B''\right](Vt)^5 + \text{ꝛc.} \\ = \frac{p(l-Vt)^2}{2M} + 3.2B_1(l-Vt) - \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{2.3}A_1''(l-Vt)^3 - \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{4.5}B_1''(l-Vt)^5 + \ldots\ldots \end{cases}$$

$$(19)\quad \begin{cases} 3.2.B + \frac{p+P}{M}(Vt) - 3\left[\frac{1}{2.3}\cdot\frac{1}{K^2} + \frac{\beta^2}{K^2}B\right](Vt)^2 - \frac{1}{2.3}\cdot\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{p+P}{M}\cdot(Vt)^3 + \frac{1}{4}\left[\frac{1}{2.3}\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{1}{K^2}A'' + \left(\frac{\beta^2}{K^2}\right)^2 B - \right. \\ \quad \left. - \frac{1}{K^2}B''\right](Vt)^4 + \text{ꝛc.} \\ + \frac{p(l-Vt)}{M} + 3.2B_1 - \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{2}A_1''(l-Vt)^2 - \frac{1}{mK^2}\frac{1}{4}B_1''(l-Vt)^4 + \text{ꝛc.} \ldots\ldots = 0. \end{cases}$$

Wie man hieraus erſieht, beſtimmen ſich A, B, A_1, B_1 durch 4 Reihen ohne Ende, man kann dieſe Reihen aber ſehr convergent machen.

Es ſind nämlich A, B, A_1, B_1 Functionen von $\frac{1}{K^2}$, welche man, nach wachſenden Potenzen dieſes Ausdruckes geordnet, als entwickelt vorausſetzen darf; man hat ſo:

$$(20)\quad A = a + \frac{1}{K^2}c + \left(\frac{1}{K^2}\right)^2 e + \left(\frac{1}{K^2}\right)^3 g + \text{ꝛc.}$$

$$(21)\quad B = b + \frac{1}{K^2}d + \left(\frac{1}{K^2}\right)^2 f + \left(\frac{1}{K^2}\right)^3 h + \text{ꝛc.}$$

$$(22)\quad A_1 = a_1 + \frac{1}{K^2}c_1 + \left(\frac{1}{K^2}\right)^2 e_1 + \left(\frac{1}{K^2}\right)^3 g_1 + \text{ꝛc.}$$

$$(23)\quad B_1 = b_1 + \frac{1}{K^2}d_1 + \left(\frac{1}{K^2}\right)^2 f_1 + \left(\frac{1}{K^2}\right)^3 h_1 + \text{ꝛc.}$$

Die Beſtimmung von A, B, A_1, B_1 iſt hierdurch auf die Beſtimmung einer unendlichen Anzahl von Functionen der Zeit: a, b, c, d ꝛc. a_1, b_1, c_1, d_1 ꝛc. zurückgeführt worden; es hängen die letzten Ausdrücke aber, wie man ſehen wird, von ſehr leicht auflösbaren Gleichungen ab.

Bevor jedoch in den Unterſuchungen weiter geſchritten werden ſoll, mag noch gezeigt werden, daß die Reihen A, B, A_1, B_1 wirklich ſehr convergent ſind.

Nach dem Früheren hat man

$$\frac{1}{K^2} = \frac{p+P}{g\,M}$$

und da, wie bekannt,

$$M = I \,.\, E,$$

wenn E den Elaſticitätsmodul und I das Trägheitsmoment des Querſchnittes bezeichnet, ſo hat man auch

$$\frac{1}{K^2} = \frac{p+P}{g\,.\,E\,.\,I} = \frac{1}{g\,.\,12\,.\,10^9}\cdot\frac{p+P}{I}.$$

Der Werth $\frac{1}{K^2}$ iſt nun um ſo kleiner, je beträchtlicher die Länge des Balkens, d. h. je größer I iſt.

Für die vor Kurzem erbaute Brücke von Bordeaux würde annähernd, wenn P = 6000 Kil. geſetzt wird,

$$\frac{1}{K^2} = 0{,}00000005 \text{ betragen.}$$

Für die von Brame auf der Verbindungsbahn über die Departementalſtraße Nr. 14 erbaute Brücke, deren Oeffnung 8 Meter beträgt, würde man ungefähr haben

$$\frac{1}{K^2} = 0{,}002.$$

Für Eiſenbahnſchienen endlich, welche gewiſſermaaßen die ſchwächſten in Frage kommenden Brücken repräſentiren, hat man ungefähr

$$\frac{1}{K^2} = 0{,}003,$$

da M für die üblichen Stuhlſchienen mit doppeltem Kopfe ziemlich allgemein den Werth 200000 beſitzt, wenn P = 6000 Kil. geſetzt werden kann.

Die Reihen (20) bis (23) ſind alſo immer ſehr convergent, und ſie werden es um ſo mehr, je bedeutender die Länge der Balken wird.

Kehren wir nun zur Beſtimmung der Werthe von a, b, c, d, ꝛc. a_1, b_1, c_1 ꝛc. zurück.

Die Subſtitution von A, B, A_1, B_1 in die Gleichungen (16), (17), (18), (19) muß ſie identiſch machen. Setzen wir daher die Coefficienten gleich hoher Potenzen von $\frac{1}{K^2}$ in jedem Gliede einander gleich, ſo erhält man ebenſoviel Gruppen von 4 Gleichungen, als es Unbekannte (a b a_1 b_1), (c d c_1 d_1), (g h g_1 h_1) ꝛc. giebt.

Um alſo a b a_1 b_1 zu beſtimmen, muß man folgende Gleichungen auflöſen:

$$(24)\quad \begin{cases} a\,(Vt) + b\,(Vt)^3 + \dfrac{1}{2\,.\,3\,.\,4}\dfrac{p+P}{M}\,.\,(Vt)^4 = \dfrac{p\,(l-Vt)^4}{2\,.\,3\,.\,4\,M} + a_1\,(Vt) + b_1\,(l-Vt)^3 \\ a + 3\,b\,(Vt)^2 + \dfrac{1}{2\,.\,3}\cdot\dfrac{p+P}{M}\,.\,(Vt)^3 = -\dfrac{p\,(l-Vt)^3}{2\,.\,3\,M} - a_1 - 3\,b_1\,(l-Vt)^2 \\ 3\,.\,2\,b\,(Vt) + \dfrac{1}{2}\dfrac{p+P}{M}\,(Vt)^2 = \dfrac{p\,(l-Vt)^2}{2\,M} + 3\,.\,2\,.\,b_1\,(l-Vt) \\ 3\,.\,2\,b + \dfrac{p+P}{M}\,(Vt) + 3\,.\,2\,b_1 + \dfrac{p\,(l-Vt)}{M} = 0. \end{cases}$$

Die Löſung dieſer Gruppen von Gleichungen giebt:

$$(25)\quad a = \frac{p\,l^3}{2\,.\,3\,.\,4\,M} + \frac{P\,(Vt)^2}{2\,.\,3\,.\,4\,.\,M}\,[(Vt)^2 - 4\,(Vt)\,l + 4\,l^2],$$

$$(26)\quad a_1 = \frac{p\,l^3}{2\,.\,3\,.\,4\,M} + \frac{P\,.\,(Vt)^2}{2\,.\,3\,.\,4\,.\,M\,l}\,[2\,l^2 - (Vt)^2]$$

$$(27)\quad b = -\frac{1}{3\,.\,4\,.\,M\,.\,l}\,[p\,l^2 + P\,(Vt)\,(2\,l - Vt)]$$

$$(28)\quad b_1 = -\frac{1}{3\,.\,4\,.\,M\,l}\,[p\,l^2 - P\,(Vt)^2].$$

Desgleichen hat man zur Bestimmung der Gruppe $c\ d\ c_1\ d_1$, Factoren der ersten Potenz von $\frac{1}{K^2}$, die folgenden 4 Gleichungen:

$$(29)\quad \begin{cases} c\,(Vt) + d\,(Vt)^3 - \frac{1}{4.5}\left[\frac{1}{2.3}\cdot a'' + \beta^2 b\right](Vt)^5 - \frac{1}{2\ldots6}\beta^2\cdot\frac{p+P}{M}(Vt)^6 - \frac{1}{4\ldots7}b''(Vt)^7 \\ = c_1(l-Vt) + d_1(l-Vt)^3 - \frac{1}{2\ldots5}\cdot\frac{a_1''}{m}(l-Vt)^5 - \frac{1}{4\ldots7}\cdot\frac{b_1''}{m}(l-Vt)^7 \end{cases}$$

$$(30)\quad \begin{cases} c + 3d\,(Vt)^2 - \frac{1}{4}\left[\frac{1}{2.3}a'' + \beta^2 b\right](Vt)^4 - \frac{1}{2\ldots5}\cdot\beta^2\cdot\frac{p+P}{M}\cdot(Vt)^5 - \frac{1}{4\ldots6}b''(Vt)^6 \\ = -c_1 - 3d_1(l-Vt)^2 + \frac{1}{2.3.4}\frac{a_1''}{m}(l-Vt)^4 + \frac{1}{4.5.6}\frac{b_1''}{m}\cdot(l-Vt)^6 \end{cases}$$

$$(31)\quad \begin{cases} 2.3\,d\,(Vt) - \left[\frac{1}{2.3}a'' + \beta^2 b\right](Vt)^3 - \frac{1}{2.3.4}\beta^2\cdot\frac{p+P}{M}\cdot(Vt)^4 - \frac{1}{4.5}b''(Vt)^5 \\ = 2.3\,d_1(l-Vt) - \frac{1}{2.3}\frac{a_1''}{m}(1-Vt)^3 - \frac{1}{4.5}\cdot\frac{b_1''}{m}(l-Vt)^5 \end{cases}$$

$$(32)\quad \begin{cases} 2.3\,d - 3\left[\frac{1}{2.3}a'' + \beta^2 b\right](Vt)^2 - \frac{1}{2.3}\beta^2\cdot\frac{p+P}{M}\cdot(Vt)^3 - \frac{1}{4}b''(Vt)^4 + 3.2\,d_1 - \frac{1}{2}\cdot\frac{a_1''}{m}(l-Vt)^2 \\ \qquad - \frac{1}{4}\frac{b_1''}{m}(l-Vt)^4 = 0. \end{cases}$$

Die Auflösung dieser Gleichungen können wir uns ersparen, da die Werthe von $c\ d\ c_1\ d_1$ nur zur Bestimmung besonderer Werthe von Vt nöthig sind, durch welche dieselben sehr vereinfacht werden.

In derselben Weise findet man die Werthe von $e\ f\ e_1\ f_1$, $g\ h\ g_1\ h_1$ und selbige in Gleichung (20) (21) (22) (23) substituirend, erhält man die Functionen A, B, A_1, B_1. Letztere wieder in Gleichung (10) und (11) eingesetzt, geben endlich die gesuchte Gleichung der Curve, die der Balken in jedem Augenblicke zeigt, d. h. für jeden Augenblick der rollenden Laften.

Hiermit sind wir bei der allgemeinsten Auflösung des in Frage stehenden Problems angelangt. Bei der Anwendung werden sich die durch die angedeuteten Substitutionen erhaltenen Formeln sehr vereinfachen.

In der That kann man wegen der Kleinheit von $\frac{1}{K^2}$ alle höheren Potenzen dieses Ausdruckes in sämmtlichen entwickelten Reihen vernachlässigen und es gestalten sich alsdann die Werthe von A, B, A_1, B_1 wie folgt:

$$(33)\quad \begin{cases} A = a + \frac{1}{K^2}c; \quad A_1 = a_1 + \frac{1}{K^2}c_1, \\ B = b + \frac{1}{K^2}d; \quad B_1 = b_1 + \frac{1}{K^2}d_1, \end{cases}$$

und die Gleichungen der beiden Curvenzweige AI und IB:

$$(34)\quad y = \left(a + \frac{1}{K^2}c\right)x + \left(b + \frac{1}{K^2}d\right)x^3 + \frac{1}{2.3.4}\cdot\frac{M}{p+P}x^4 - \left[\frac{1}{2.3.4.5}\cdot\frac{1}{K^2}a'' + \frac{1}{4.5}\cdot\frac{\beta^2}{K^2}\cdot b\right]x^5 - \frac{1}{2\ldots6}\cdot\frac{\beta^2}{K^2}\cdot\frac{p+P}{M}x^6 - \frac{1}{4\ldots7}\cdot\frac{1}{K^2}b''x^7$$

$$(35)\quad y = \frac{p\,x_1^4}{2.3.4\,M} + \left(a_1 + \frac{1}{K^2}c_1\right)x_1 + \left(b_1 + \frac{1}{K^2}d_1\right)x_1^3 - \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{2.3.4.5}a_1''x_1^5 - \frac{1}{mK^2}\cdot\frac{1}{4.5.6.7}\cdot b_1''x_1^7.$$

Die Bedingungen für den anfänglichen Zustand des Balkens werden durch diese Gleichungen mit genügender Annäherung dargestellt. Zunächst muß man für $t=0$, d. h. für den Augenblick, in welchem der Zug über dem Anfange der Brücke anlangt, haben:

$$\frac{dy}{dt} = 0 \text{ und}$$

$$y = \frac{p\,l^3}{2.3.4\,M}\cdot x + \frac{p\,l\,x^3}{3.4.M} + \frac{p}{2.3.4}x^4.$$

Denn dieser letzte Werth entspricht, wie bekannt, dem Gleichgewicht des Balkens bei gleichmäßig vertheilter Last p.

Nun wird für diesen Augenblick die Biegung des Balkens vollständig durch die Gleichung (35) ausgedrückt und wenn man in Gleichung (26) und (28) $t=0$, also

$$a_1 = \frac{p\,l^3}{2.3.4\,M} \text{ und } b_1 = -\frac{p\,l}{3.4\,M} \text{ setzt,}$$

und alle Glieder mit dem Factor $\frac{1}{K^2}$ ihrer Kleinheit wegen vernachlässigt, so erhält man wirklich für y den oben angegebenen Werth.

Ferner hat man für $t=0$ auch

$$a_1' = 0 \text{ und } b_1' = 0$$

und dies giebt für $\frac{dy}{dt}$ den richtigen Werth Null, wenn man dieselbe Näherung anwendet, nämlich die mit dem Faktor $\frac{1}{K^2}$ behafteten Glieder vernachläſſigt.

Hiermit ſei der theoretiſche Theil dieſer Betrachtungen geſchloſſen und es folge nun die Anwendung der aufgeſtellten Formeln.

2. Capitel.

Anwendung der vereinfachten Formeln zur Beſtimmung der Maximalſpannung, des Verhältniſſes der ſtatiſchen zur dynamiſchen Durchbiegung ꝛc.

Es ſollen zunächſt der Reihe nach folgende Fragen in Unterſuchung gezogen werden.

1) Welchem Punkte des Balkens und welcher Periode des Vorüberganges der rollenden Laſt entſpricht die Maximalſpannung des Balkens?

2) Welche Beziehung findet zwiſchen der ſtatiſchen und dynamiſchen Maximalſpannung ſtatt?

3) In welchem Verhältniß ſtehen die ſtatiſchen zu den dynamiſchen Durchbiegungen?

Beſchäftigen wir uns zunächſt mit dem 1. Punkte.

Es iſt bekannt, daß die Spannung in einem beliebigen Schnitte dem zum correſpondirenden Punkte gehörenden Ausdrucke $\frac{d^2y}{dx^2}$ proportional iſt. Bezeichnet man nun die Spannungen in den Theilen AI und IB, oder vielmehr Werthe, welche dieſen Spannungen proportional ſind, mit T und T_1, ſo kann man mit Hülfe der Gleichungen (34) und (35) hierfür folgende Ausdrücke ableiten:

$$(36)\quad T = 3.2\,b\,x + \frac{1}{2}\cdot\frac{p+P}{M}x^2 + \frac{1}{K^2}\left[3.2\,d\,x - \left(\frac{a''}{2.3} + \beta^2 b\right)x^3 - \frac{1}{2.3.4}\cdot\frac{p+P}{M}\cdot\beta^2\cdot x^4 - \frac{1}{4.5}b''x^5\right]$$

$$(37)\quad T_1 = \frac{p\,x_1^2}{2M} + 2.3\left(b_1 + \frac{1}{K^2}d_1\right)x_1 - \frac{1}{m.K^2}\cdot\frac{1}{2.3}a_1''x_1^3 - \frac{1}{m.K^2}\cdot\frac{1}{4.5}\cdot b_1''x_1^5,$$

die jetzt näher betrachtet werden ſollen.

Bis zu dem Augenblicke, wo der Zug auf die Brücke gelangt, findet, wie bekannt, das Maximum der Spannung in der Mitte ſtatt; von da an aber muß der Punkt, wo die größte Spannung in BI ſtattfindet, fortrücken, und es iſt nicht unintereſſant, das Geſetz, welches dieſer Veränderung zu Grunde liegt, kennen zu lernen.

Wenn man für den Moment t das Maximum von T_1 bezogen auf x_1 aufſucht, indem man $\frac{dT_1}{dx_1} = 0$ ſetzt und alle Glieder mit dem Factor $\frac{1}{K^2}$ vernachläſſigt, ſo erhält man:

$$\frac{p\,x_1}{M} + 2.3\,b_1 = 0,$$

woraus ſich ergiebt:

$$x_1 = \frac{l}{2} - \frac{P}{p}\cdot\frac{(Vt)^2}{2l} \qquad (37^*)$$

Hierin wird für $Vt = 0$, d. h. vor Ankunft des Zuges

$$x_1 = \frac{l}{2}$$

wie ſchon bekannt, und es bezeichnet alſo das Glied $\frac{P}{p}\cdot\frac{(Vt)^2}{2l}$ die Größe, um welche der Punkt der Maximalſpannung in der Zeit t gegen die rollende Laſt vorgerückt iſt.

In Folge dieſes Fortſchreitens ereignet ſich's für einen Augenblick, daß dieſer Punkt mit dem Anfangspunkt der rollenden Laſt zuſammenfällt, und es wird die dies Ereigniß bezeichnende Zeit beſtimmt durch die Gleichung

$$x_1 = l - Vt$$

d. h.
$$\frac{l}{2} + \frac{P}{p}\cdot\frac{(Vt)^2}{2l} = l - Vt,$$

woraus ſich ergiebt:

$$(38)\quad Vt = \frac{p}{P}\left[\sqrt{1+\frac{P}{p}} - 1\right]l.$$

So lang iſt der über dem Träger befindliche Theil des Zuges, wenn das in Frage ſtehende Zuſammentreffen beider Punkte eintritt.

Iſt z. B. $\frac{p}{P} = 1$, welcher Werth wenig von den bei weitgeſpannten Brücken vorkommenden Verhältniſſen abweicht, ſo hat man

$$Vt = 0{,}414\,l.$$

Von dieſem Augenblicke an wird der Punkt der größten Spannung des Balkens rückläufig, d. h. er folgt der Richtung des Zuges, denn wenn man das Maximum von T in der Curve AI ſucht, indem man

$$\frac{dT}{dx} = 0 = 3.2\,b + \frac{p+P}{M}x \text{ ſetzt,}$$

ſo erhält man:

$$(39)\quad x = \frac{p}{p+P}\cdot\frac{l}{2} + \frac{P}{p+P}\cdot\frac{Vt(2l - Vt)}{2l}.$$

Es iſt jedoch hier zu bemerken, daß dieſer Werth für die Abſciſſe x nur ſo lange brauchbar iſt, als er ſich auf einen Punkt der Curve zwiſchen A und I bezieht, d. h. ſo lange

$$x \lessgtr Vt \text{ iſt;}$$

der kleinſte brauchbare Werth iſt daher

$$Vt = \frac{p}{P}\left[\sqrt{1+\frac{P}{p}} - 1\right]l$$

und mithin derſelbe, wie weiter oben (38) gefunden wurde, woraus hervorgeht, daß im Augenblicke, wo die Formel (37*), die den Punkt der Maximalſpannung angiebt,

ihre Anwendbarkeit verliert, die Formel (39) anfängt brauchbar zu werden.

Wie schon bemerkt, folgt von diesem Augenblicke an der Punkt der Maximalspannung der Richtung des Zuges, und es ist die Geschwindigkeit des Fortschreitens nach (39)

$$\frac{dx}{dt} = V \cdot \frac{P}{p+P} \cdot \frac{l - Vt}{l}.$$

Sie ist so lange positiv, als $Vt < l$ und wird zu Null, wenn $Vt = l$ ist,

Uebrigens ist sie geringer, als die Geschwindigkeit V der rollenden Last, denn

$$P < p + P \text{ und } l - Vt < l.$$

Kurz: der Punkt der Maximalspannung geht aus vom Centrum, rückt einige Zeit der beweglichen Last entgegen, und wird von dem Augenblicke an, wo er mit dem Anfangspunkte der Last zusammenfällt, mit einer geringeren Geschwindigkeit, als die der beweglichen Last, rückläufig, um m Mittelpunkte wieder anzulangen, wenn die ganze Spannweite von der Last bedeckt ist.

Ein Maximum unter den verschiedenen Maximalspannungen kann im Zweige IB nicht stattfinden, da, wie leicht zu begreifen, die Gleichung $\frac{dT_1}{dt} = 0$ nur befriedigt wird für $Vt = 0$ und da für diesen Augenblick gerade die Spannung des Balkens eine kleinste ist.

Hieraus sieht man, daß ein solches maximum maximorum nur im Theile AI des Balkens gesucht werden kann. Um aber zu bestimmen, welchem Punkte und welcher Periode des Vorüberganges des Zuges desselben entspricht, sind die 2 Gleichungen

$$\frac{dT}{dt} = 0 \quad \text{und} \quad \frac{dT}{dx} = 0$$

d. h. die folgenden:

$$(40)\begin{cases} 3.2b + \frac{p+P}{M}x + \frac{1}{K^2}\left[3.2d - \frac{a''x^2}{2} - 3\beta^2 b x^2 - \frac{1}{2.3}\cdot\frac{p+P}{M}\beta^2 x^3 - \frac{1}{4}b'' x^4\right] = 0, \\ 3.2b' + \frac{1}{K^2}\left[3.2d' - \frac{1}{2.3}\cdot a^{IV} x^3 + \beta^2 b' x^2 - \frac{1}{4.5} b^{IV} a^4\right] = 0 \end{cases}$$

aufzulösen.

Vernachlässigen wir zuvor alle Glieder in denen $\frac{1}{K^2}$ als Faktor auftritt, so bleiben nur folgende, sehr einfache Gleichungen zur Auflösung übrig:

$$3.2b + \frac{p+P}{M}x = 0$$

$$3.2b' = 0,$$

und diese geben nach den bekannten Werthen von b (27) und b_1

$$b_1 = -\frac{PV}{2.3.M.l}(l - Vt)$$

$$Vt = l \text{ und } x = \frac{l}{2}.$$

Mithin tritt dies Maximum Maximorum in der Mitte des Balkens in dem Augenblicke ein, wo der Kopf des Zuges den 2. Pfeiler erreicht.

Immerhin ist dieses Resultat nur approximativ. Substituirt man nämlich die Näherungswerthe $Vt = l$ und $x = \frac{l}{2}$ in den Parenthesen der Gleichungen (40), so erhält man zwei neue Gleichungen, aus welchen man nach einigen Vereinfachungen herleiten kann:

$$Vt = l\left[1 + \frac{1}{2.3.4}\cdot\frac{(P+p).V^2 l}{Mg}\right]. \qquad (41)$$

$$x = \frac{l}{2}\left[1 + \frac{PV^2}{8Mg}\left(\frac{l}{2}\right)^2\right] \qquad (42)$$

Es liegt also dieser Punkt nicht in der Mitte des Balkens, sondern ein wenig in der Richtung der bewegten Last und zwar um $\frac{PV^2}{8Mg}\cdot\left(\frac{l}{2}\right)^2$ davon entfernt.

Die Formel (42) erklärt auch eine sehr merkwürdige Erscheinung in der schwingenden Bewegung, welche durch die im Jahre 1847 in England angestellten Versuche aufgefunden wurde.

„Man hat beobachtet," sagt der Berichterstatter der Commission (Report of the commissioners, etc. London, 1849), „daß, nachdem die Last in Bewegung gesetzt worden war, die Punkte, denen die größte Biegung, und noch mehr diejenigen, denen die größte Spannung entsprach, nicht in der Mitte des Balkens blieben, sondern sich gegen die Enden desselben hinzogen. Brechen die Balken in Folge der bewegten Last, so war der Bruch stets außerhalb des Mittelpunktes und oft zerbrachen die Balken in 4 oder 5 Stücke, woraus sich die starken Inanspruchnahmen, denen sie unterworfen gewesen waren, erkennen ließen."

Dieses Resultat stimmt mit den Folgerungen aus Formel (42) überein. Dieselbe zeigt in der That, daß der Punkt, wo der Balken hauptsächlich das Bestreben hat, zu zerbrechen, sich umsomehr vom Centrum entfernt, je größer die Geschwindigkeit und das Gewicht der Last ist.

Sie bestätigt den Einfluß der Steifheit des Balkens, dessen Elasticitätsmoment sich der Verrückung entgegensetzte.

Die oben erwähnten, an 0,10 Met. breiten, 0,038 Met. hohen und 2,74 Met. langen Barren ausgeführten Versuche waren außerordentlich geeignet, das Phänomen hervorzurufen, da der Werth von M klein und das Verhältniß der zufälligen Belastung zum Gewicht der dem Experiment unterworfenen Stäbe ungewöhnlich groß war.

Was das gleichzeitige Zerbrechen an mehreren Punkten anlangt, so steht daffelbe gerade nicht im engsten Zusammen-

Bezeichnung der Brücken.	Spannweite	Maximalhöhe des Trägers	Permanentes Gewicht pro laufend. Meter und einfachen Schienenweg	Werth des Verhältniſſes $\frac{T_d}{T_s}$		
				V = 10 Met. (36 Kil.)	V = 20 Met. (72 Kil.)	V = 30 Met. (108 Kil.)
	Meter	Meter	Tonnen			
Menay (Röhrenbrücke)	140	8,92	11,25	1,0005	1,0018	1,0041
Conway	122	8,22	9,26	1,0006	1,0022	1,0050
Bordeaux	77	6,45	3,00	1,0013	1,0052	1,0117
Langon	74	5,50	2,25	1,0017	1,0066	1,0153
Moiſſac	67	5,50	3,26	1,0015	1,0060	1,0135
Aiguillon	63	5,50	2,96	1,0016	1,0062	1,0139
Saint-Germain-des-Foſſés	40	3,10	3,00	1,0027	1,0110	1,0247
Asnières	31	2,30	1,50	1,0045	1,0180	1,0405
Brücken in der Pariſer Ringbahn						
Brücke auf der Straßburger Eiſenbahn	15	1,00	1,00	1,0113	1,0452	1,1017
Brücke auf der Route départ. 14.	8	0,80	0,95	1,0143	1,0572	1,1287

Die in dieſer Tabelle enthaltenen Reſultate ſind ſehr ſchlagend und geben zu folgenden Bemerkungen Veranlaſſung:

1) der Einfluß der Geſchwindigkeit des Zuges auf die Vermehrung der ſtatiſchen Spannung iſt im Allgemeinen geringfügig.

2) Das Verhältniß der dynamiſchen Spannung zur ſtatiſchen nähert ſich bei einer gegebenen Geſchwindigkeit der Einheit umſomehr, je bedeutender die Länge der Träger iſt. Es iſt dies die Folge des Einfluſſes der permanenten Laſt.

3) Für große Geſchwindigkeiten und geringe Länge iſt der Einfluß der Geſchwindigkeit auf das Wachsthum der ſtatiſchen Spannung bezüglich der Stabilität des Bauwerks zwar wenig zu befürchten, doch auch nicht zu vernachläſſigen. Für die beiden, in der Tabelle zuletzt angeführten Brücken würde z. B. die ſtatiſche Spannung, die einer Belaſtung von 5000 Kilogrammen pro laufendes Meter entſpricht, bei einer Geſchwindigkeit von 108 Kilometern pro Stunde um $1/10$ bei der erſten und um $1/8$ bei der zweiten vermehrt werden. Beachtet man übrigens, daß es der geringen Weite dieſer Brücken wegen vielleicht genauer wäre, die bewegliche Laſt als in einem Punkte concentrirt vorauszuſetzen, in welchem Falle die Vermehrung der ſtatiſchen Spannung $1/5$ resp. $1/4$ betragen würde, und daß zu der Wirkung der Geſchwindigkeit noch, wie ſpäter nachgewieſen werden wird, die der Stöße und Erſchütterungen aller Art, zu denen der Uebergang des Zuges Veranlaſſung geben kann, hinzu kommt: ſo gelangt man zu dem Schluſſe, daß die Geſchwindigkeit unter beſtimmten Umſtänden einen ſolchen Einfluß auf den Widerſtand eines Balkenträgers haben kann, daß er eine ſorgfältige Beachtung verdient.

Zwei der am Anfange des Capitels aufgeſtellten Fragen wären ſomit beantwortet und es ſoll nun, bevor zur 3. Frage übergegangen wird, mit einigen Worten gezeigt werden, wie man ſich mit Hülfe einer ſehr einfachen Formel über die Stabilität unter einwirkenden bewegten Laſten überzeugen kann.

Bei Metallconſtructionen, die häufigen Schwingungen ausgeſetzt ſind, iſt es Regel, nur $1/6$ derjenigen Belaſtung in Rechnung zu bringen, bei welcher die ruhende Laſt einen Bruch herbeiführen würde. Ein relativer Zuwachs von $1/3$ in den longitudinalen Drücken und Spannungen ſcheint hiernach vom Standpunkte der Stabilität aus keine erheblichen Nachtheile hervorbringen zu können. Unter dieſer Vorausſetzung kann man nun einen ſehr einfachen Ausdruck für die Grenzen der nicht gefährlichen Werthe der lebendigen Kraft des Zuges pro Längeneinheit erhalten. Man braucht nämlich dann nur zu ſetzen:

$$\frac{1}{6}\cdot\frac{P V^2 l^2}{M g}=\frac{1}{3}$$

und erhält alſo für die lebendige Kraft

$$\frac{P V^2}{g}=\frac{2M}{l^2},$$

eine Relation von außerordentlicher Einfachheit, mit Hülfe deren man ſich für jeden ſpeciellen Fall verſichern kann, ob die Spannung des Metalles diejenige Grenze nicht überſchritten habe, über die hinauszugehen die Vorſicht verbietet.

Wenn der Bedingung $\frac{P V^2}{g}<\frac{2M}{l^2}$ genügt wird, wobei natürlich für P und V die größten bei dem Betriebe einer Eiſenbahn vorkommenden Werthe einzuführen ſind, ſo werden die in dem Werthe von M enthaltenen Dimenſionen allen Anforderungen genügen, ſowohl bezüglich des ſtatiſchen als des dynamiſchen Gleichgewichtes, wenn man unter letzterem Ausdrucke dasjenige Gleichgewicht verſteht, welches ſich bei einem unendlich langen Zuge herſtellen würde.

Breſſe, welcher in ſeinem Cours de mécanique appliquée pag. 356 ꝛc. dieſen Fall des dynamiſchen Gleich-

$$f_s = \frac{5}{2^7 . 3} \cdot \frac{P l^4}{M}$$

und man kann somit die Gleichung (50) auf die Form

$$F_d = F_s \left[1 + 1{,}305\, f_s \frac{V^2}{l^2}\right] \qquad (51)$$

bringen, worin für unsern Fall

$V = \frac{20000}{2600}$; $l = 7{,}40$ Meter und $f_s = 0{,}004$ Meter

einzusetzen ist.

Führt man die Rechnung durch, so erhält man

$F_d = 1{,}003\ F_s = 0{,}006018$ Meter,

ein Resultat, das vollständig mit dem durch das Experiment gefundenen übereinstimmt, da man beim Vorübergange der Locomotiven den sehr geringen Zuwachs der statischen Biegung nicht beobachten konnte.

Eine große Anzahl Brücken mit geraden Trägern und sehr verschiedenen Spannweiten sind im Laufe der letzten Jahre erbaut und Prüfungen an denselben nach gleicher Vorschrift ausgeführt worden. Da aber die betreffenden Notizen die zu unseren Rechnungen nöthigen Größen, vorzüglich die der Ruhe und Bewegung derselben Last entsprechenden Pfeile, nicht enthalten, so können wir auch unsere Formeln nicht an denselben prüfen, jedoch bestätigen sie ebenfalls den höchst geringen Einfluß der Geschwindigkeit.

Außerdem ergab sich, daß oft dieselbe Last bei gleicher Geschwindigkeit relativ sehr verschiedene Durchbiegungen bewirkte, und daß zuweilen die Durchbiegung bei großer Geschwindigkeit geringer war als bei kleiner, obwohl die Last ganz dieselbe geblieben war.

Um diese Anomalien durch ein Beispiel zu belegen, folge hier die Zusammenstellung einer Reihe von Versuchen, die an der Brücke von Saint-Germain-des-Fossés mit 40 Meter weiten Oeffnungen ausgeführt wurden.

Beschaffenheit der rollenden Last	Mittlere Geschwindigkeit pro Stunde	Beobachteter, mittlerer dynamischer Pfeiler	Bemerkungen.
	Kilometer	Meter	
Güterzug	20	0,019	Die Züge circulirten nur auf einem Gleis.
Güterzug	30	0,019	
Personenzug	41	0,014	
Personenzug	72	0,014	
Güterzug	16	0,025	Die Züge gingen in derselben Richtung nebeneinander.
Güterzug	20	0,0245	

Auf die Eigenthümlichkeit dieser Erscheinungen soll hier nicht weiter eingegangen werden, da sich weiter unten Gelegenheit bieten wird, wieder darauf zurückzukommen. Uebrigens sind die vorhergehenden Resultate mit den aus Formel (50) hergeleiteten übereinstimmend. Denn, wenn man sich auf die Tabelle A, die, wie schon erwähnt, ebenso gut auf die Biegungen, als die Spannungen anwendbar ist, zurück bezieht, so findet man z. B. bei 72 Kilometern Geschwindigkeit, als der größten der bei den erwähnten Versuchen vorgekommenen, das Verhältniß der dynamischen Biegung zur statischen für die betreffende Brücke zu 1,0110. Dieses Verhältniß wurde bei einer laufenden Belastung von 5000 Kilogrammen erhalten, während die durch einen Personenzug hervorgerufene Belastung nicht mehr als 2000 Kilogramme pro Meter betrug.

Bringt man diese Differenz in Rechnung, so erhält man

$$\frac{F_d}{F_s} = 1{,}0073.$$

Zwar beobachtete man bei den Experimenten den durch die Stationirung eines Personenzuges bewirkten Pfeil F_s nicht, man kann aber hier, ohne einen merklichen Fehler zu begehen, den durch den nämlichen aber bewegten Zug erzeugten Pfeil von 0,014 Meter substituiren und findet alsdann $F_d = 0{,}01410$ Meter.

eine Zahl, deren Differenz mit den Resultaten der Beobachtung innerhalb derjenigen Fehlergrenze liegt, wie sie bei Anwendung der approximativen Formel (47) angenommen werden muß.

Die angeführten Beispiele werden hinreichen, um zu zeigen, welchen geringen Einfluß die Geschwindigkeit der Züge auf das Wachsthum der Biegung gerader Träger, aus denen viele unserer Eisenbahnbrücken zusammengesetzt sind, besitzt und wie wenig für die Stabilität letzterer zu fürchten ist. Sucht man den Grund für diese Beobachtung, so findet man ihn in dem großen Trägheitsmomente, das diesen Bauwerken eigen ist.

Ist aber auch die Geschwindigkeit auf Träger, wie sie gewöhnlich construirt werden, ohne bemerkenswerthen Einfluß, so kann dies doch nicht mehr der Fall sein bei solchen von sehr geringer Länge, deren Querschnitt nach den Gesetzen der Statik berechnet worden ist.

Die Formel (50)*) zeigt sogar, daß, während ein Elasticitätsmoment $= 0$ in statischer Beziehung einer Spannweite $= 0$ entspricht, die dynamische Biegung unendlich groß sein, d. h. der Balken zerbrechen würde. Es ist dies ein wesentlicher Unterschied zwischen den Formeln der Statik und Dynamik.

*) Der Ausdruck $\frac{1}{6} \frac{P V^2 l^2}{M g}$ zeigt sich allerdings für $t = 0$ und $M = 0$ unter der Form $\frac{0}{0}$, es enthält aber M die 3. Potenz von l, während im Zähler nur die 2. vorkommt, übrigens entsprechen den Bedingungen $M = 0$ und $l = 0$ in der Gleichung (46), auf welche sich Gleichung (50) zurückführen läßt, die Bedingungen $p = 0$ und $H = 0$ und man erhält dann $\frac{T_d}{T_s} = \infty$ oder $\frac{F_d}{F_s} = \infty$.

Kommt man auch in der Praxis diesen Grenzen bei weitem nicht nahe, so verdienen sie doch immerhin erwähnt zu werden, da sie die Wirkung der Geschwindigkeit ganz besonders deutlich zeigen.

Durch die im Jahre 1849 in England behufs der Untersuchung der Gesetze der durch rollende Lasten an geraden Balken bewirkten Biegungen angestellten Experimente, deren schon im vorigen Capitel gedacht wurde, sind übrigens obige Erörterungen vollständig bestätigt worden. Die genannten Experimente wurden auf folgende Weise angestellt:

Man befestigte 2 möglichst gleiche Balken so auf Unterstützungen, daß sie sich einer geneigten Ebene, von deren Höhe man einen niedrigen, verschieden belasteten Wagen herabließ, anschlossen. Zeichenvorrichtungen notirten an gleich entfernten Punkten eines der Balken, deren Länge constant 2,74 Meter betrug, die Durchbiegung.

Die Geschwindigkeit des Wagens variirte zwischen 4,57 und 13,11 Meter pro Secunde. — Größere Geschwindigkeiten anzuwenden gestatteten die localen Verhältnisse nicht. Das Gewicht des Wagens wurde von 508 Kilogrammen an allmälig vergrößert, bis die Balken brachen. Das entsprechende Gewicht und die Geschwindigkeit wurden bei jeder Reihe von Experimenten notirt.

Folgende Tabelle umfaßt die letzte der von der englischen Commission ausgeführte Experimentenreihe und enthält das beobachtete und berechnete Verhältniß zwischen der dynamischen und statischen Durchbiegung, welche Geschwindigkeiten von 4,57 bis 13,11 Metern entsprach.

Das Gewicht des Wagens betrug 508 Kilogramme.

Breite der Balken	Höhe der Balken	Mittleres Verhältniß der dynamischen und statischen Pfeile							
		V = 4,57 Meter		V = 8,84 Meter		V = 10,97 Meter		V = 13,71 Meter	
Meter	Meter	Beobachtet	Berechnet	Beobachtet	Berechnet	Beobachtet	Berechnet	Beobachtet	Berechnet
0,025	0,076	1,09	1,05	1,32	1,17	1,55	1,25	1,59	1,37

Die theoretischen Verhältnisse sind nach der Formel (50) berechnet und hierin der Ausdruck $\frac{1}{6} \cdot \frac{P.V^2.l^2}{Mg}$ doppelt angenommen worden, da es nach den früher erwähnten Erfahrungen richtiger ist, die Last in einem Punkte concentrirt anzunehmen, als sie gleichmäßig vertheilt vorauszusetzen. Wie bekannt erzeugt eine in der Mitte concentrirte Last eine $^8/_5$ mal so große Biegung, als wenn sie gleichmäßig vertheilt ist, wodurch die Anwendung der Formel

$$\frac{F_d}{F_s} = 1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{P.V^2.l^2}{Mg}$$

gerechtfertigt ist.

Wie nun die Tabelle zeigt, sind selbst die nach der angebrachten Correction (welche die Formel (50) mit den Bedingungen der Erfahrung in Uebereinstimmung bringen sollte) berechneten Werthe noch merklich kleiner als diejenigen, welche durch Beobachtung gefunden wurden.

Als Ursache der Differenz läßt sich besonders Folgendes anführen:

1) Bei Aufstellung der Fundamentalformel der schwingenden Bewegung des Balkens (3) wurde vernachläßigt:

1) das der Drehung der Normalschnitte des Balkens entsprechende Kräftepaar der Trägheit, 2) der Einfluß der durch die Drehung der verschiedenen Elemente der mobilen Last hervorgerufenen Centrifugalkraft.

Aus Gleichung (34) und (35) geht hervor, daß der Einfluß der erwähnten Kräfte um so größer wird, je geringer die Länge und das Elasticitätsmoment des Balkens ist.

2) Die in der Praxis vorkommende Biegung ist im Vergleich zur Länge des Balkens stets so gering, daß man die Rückwirkungen auf die Unterstützung als vertical ansehen kann. Die englische Untersuchung vom Jahr 1849 zeigte, daß eine Biegung von $^1/_{400}$ — $^1/_{600}$ der Balkenlänge noch ohne Nachtheil sei, daß aber die Biegungen, wie sie durch gewöhnliche Lasten hervorgerufen werden, nicht viel mehr als $^1/_4$ obigen Werthes betrugen.

Bei den Versuchen zu Portsmouth erlangten jedoch Balken von 9 Fuß Länge (2,74 Meter) zuweilen Pfeile von 5 Zoll (0,125 Meter) d. i. $^1/_{20}$ ihrer Länge, und sicher kann in solchen Fällen die Hypothese von der Normalität der Reaction auf die Unterstützungspunkte nicht in Anwendung kommen.

3) Sind endlich die Umstände, unter denen die Versuche ausgeführt wurden, nämlich das außerordentlich starke Verhältniß der Masse der rollenden Körper zu der des Balkens, desgleichen die in Betracht der Zerbrechlichkeit und Empfindlichkeit der den Untersuchungen unterworfenen Vorrichtungen schon sehr bedeutende Geschwindigkeit der mobilen Last, der Mangel aller zur Verminderung von Stößen dienenden Federn ꝛc., zu beachten.

Alle diese ungewöhnlichen Verhältnisse mußten den Einfluß der Erschütterungen und Stöße sehr vergrößern.

Von allen dieſen ſtörenden Einflüſſen iſt aber in den durchgeführten Rechnungen keiner berückſichtigt worden.

Wie ſich's nun auch mit dieſen Differenzen verhalten mag, immerhin ſieht man, welchen Einfluß die Geſchwindigkeit in beſtimmten Fällen auf das Wachsthum der Pfeile und Spannungen haben kann. Die dynamiſche Biegung erlangte bei den Verſuchen der engliſchen Commiſſion einige Male den doppelten und dreifachen Werth der entſprechenden ſtatiſchen Biegung. Bei alle dem kann man aber behaupten, daß, ſo lange man nicht ganz ungewöhnliche Bedingungen ſtellt, die eigentlich auch nur dem Experiment angehören, die Geſchwindigkeit nicht von gefährlichem Einfluſſe auf den Widerſtand ſolcher Brücken mit geraden Eiſenträgern iſt, wie ſie gegenwärtig erbaut werden.

Hiemit ſollen die Anwendungen der im 1. Capitel aufgeſtellten allgemeinen Formeln beendet ſein. Allerdings ließen ſich noch viele andere auf unſeren Gegenſtand bezughabende Unterſuchungen, wie z. B. die Beſtimmung der Trajectorien, welche die verſchiedenen Punkte der mobilen Laſt und die des Balkens beſchreiben, das Studium der ſchwingenden Bewegungen der Balken nach dem Vorübergange der rollenden Laſt ꝛc. anknüpfen — ſollen aber unberückſichtigt bleiben, da ſie weniger für die Praxis als die Analyſis von Intereſſe ſind.

3. Capitel.

Unterſuchung einiger Umſtände, deren Einfluß auf den Widerſtand der Eiſenträger von der Geſchwindigkeit abhängt.

Aus den hier aufgeſtellten und durch die Erfahrung täglich mehr beſtätigten Formeln folgt, daß die dynamiſche Biegung ſtets größer als die zur halben Laſt gehörende ſtatiſche Biegung iſt, die Differenz zwiſchen beiden aber ſelten bemerkenswerth wird. Uebrigens verſtehen wir unter ſtatiſcher Biegung nach dem Früheren diejenige Biegung, die durch eine ohne Geſchwindigkeit auf den zu unterſuchenden Balken niedergeſetzte Laſt im erſten Augenblicke ihrer Einwirkung erzeugt wird. Letztere Einſchränkung iſt nothwendig, wenn man erwägt, daß die ſtatiſche Biegung eigentlich keine Grenze hat, hauptſächlich bei Laſten, wie ſie zur Prüfung eiſerner Brücken vorgeſchrieben ſind. Das Maximum, welches die Biegung in einigen Stunden zu erreichen ſcheint, iſt nur ein ſcheinbares und hervorgerufen durch die Unvollkommenheit unſerer Inſtrumente, die das nachfolgende Wachsthum nicht mehr anzugeben vermögen; die intermoleculare Arbeit dauert fort, denn es iſt Thatſache, daß Stücke, die lange Zeit ſchweren Laſten widerſtanden, plötzlich brachen, ſobald durch ihren beſtändigen Einfluß das Gleichgewicht der Molecüle vernichtet war.

Man findet nun auch in obiger Definition die Löſung einer ſeit langer Zeit aufgeſtellten, bis dahin aber noch nicht beantworteten Frage, nämlich ob die zu einer mit großer Geſchwindigkeit bewegten Laſt gehörige dynamiſche Biegung größer ſei, als die entſprechende ſtatiſche.

Viele, darunter auch hervorragende engliſche, Ingenieure haben es verneint.

„Die Mehrzahl unter ihnen", heißt es in den Berichten über die 1847 in England angeſtellten Unterſuchungen, „halten die, durch ein mit großer Geſchwindigkeit bewegtes Gewicht erzeugte Durchbiegung eines Balkens für geringer, als die durch daſſelbe Gewicht bewirkte, wenn es in Ruhe iſt, und ſchreiben die etwa beobachtete Vergrößerung lediglich dem Einfluſſe der Erſchütterungen, die durch die Locomotive und den Zug beim Ueberſchreiten der an den Verbindungsſtellen vorhandenen Unebenheiten der Schienen entſtehen, ſowie Urſachen ähnlicher Natur zu."

Folgende Stelle des Berichts eines Ingenieurs der Ardennenbahn-Geſellſchaft enthält weitere Beſtätigungen der im Obigen angeführten verſchiedenen Meinungen der engliſchen Ingenieure. Indem von den in großer Zahl ausgeführten Verſuchen an Eiſenblechbrücken von 2—21 Metern Spannweite gehandelt wird, heißt es: „Die durch die ruhende und bewegte Laſt erzeugte Durchbiegung war kaum verſchieden. In einigen Fällen war ſie unter dem Einfluſſe der bewegten Laſt ſogar etwas geringer. Bei den Verſuchen an den zwei großen Brücken von Mézières und Lumes, deren jede aus 3 Blechträgern von 20 Metern Spannweite beſteht, wurde die Belaſtung durch Locomotivenzüge bewirkt, und es erlangten bei ruhender Laſt die Pfeile der Träger im Mittel eine Größe von 0,011 Meter, während ſie bei derſelben, mit verſchiedener Geſchwindigkeit bewegten Laſt im Mittel die Größe von 0,0105 Meter nicht überſtiegen." Theoretiſch betrachtet, wird durch die Geſchwindigkeit einerſeits die zur Laſt gehörende Centrifugalkraft und anderſeits die dem ſchwingenden Träger innewohnende Trägheitskraft den ſtatiſchen Kräften beigefügt und es iſt demnach, wenn man die bei der Theorie des Widerſtandes der Materialien gemachte Vorausſetzung, die Zeit ſei ohne Einfluß auf die Entwickelung der molecularen Kräfte, beibehält, ohne allen Zweifel, daß die dynamiſche Biegung etwas größer ausfallen muß, als die ſtatiſche. In der Wirklichkeit iſt nun aber die Zeit, wie weiter oben gezeigt wurde, nicht ohne Einfluß auf die Entwickelung der molecularen Action; langſam, aber kräftig trägt ſie zur Vernichtung der den Molecülen innewohnenden Trägheit bei und häufig erlangt ſie den Sieg.

Was wird alſo geſchehen?

Betrachten wir eine kleine Brücke von 2 Metern Spannweite und ſetzen wir voraus, daß die Locomotive mit 20 Metern Geſchwindigkeit pro Secunde darüber hinfahre, ſo wird z. B. das Triebrad, als das am ſchwerſten belaſtete, nur

1) die Schienen auf den eiſernen Trägern und ſchon einige hundert Meter voraus nur auf Langſchwellen gelagerte und gut mit Laſchen oder auf eine andere zur Verminderung der Biegung der Schienen geeignete Weiſe verbunden werden müßten, und daß

2) am Eingange der Brücken nur Krümmungen erlaubt ſeien, deren Radius nicht unter ein vorgeſchriebenes Minimum herabreichen dürfte.

Dergleichen Maaßregeln würden ſicherlich die Stöße und Erſchütterungen, deren häufige Wiederholung nach einigen Ingenieurs allein Urſache der Zerſtörung aller Eiſenconſtructionen iſt, wenn nicht ganz entfernen, ſo doch weſentlich vermindern.

3. Einfluß der Gegengewichte an den Triebrädern.

Die Triebräder tragen zur Ausgleichung der verſchiedenen Trägheitskräfte, die durch die rapide und abwechſelnde Bewegung verſchiedener Maſchinentheile, wie der Lenkerſtangen, Excentrix und ihrer Stangen, Kolbenſtangen ꝛc. hervorgerufen werden, Gegengewichte, und es ſind dieſelben eine periodiſche Urſache der Vergrößerung des Schienendruckes, die zwar auf den Widerſtand großer Eiſenträger keinen Einfluß hat, bei ſolchen von geringer Länge aber ſehr bemerkbar wird. Dieſer Zuwachs des Druckes kann nach den Verſuchen von Poirée (Resistance des ponts en fonte, Annales 1854) 1300 Kilogramme betragen und relativ ſehr beträchtliche Unterſchiede in der Biegung von 1 Millimeter zu 1,9 Millimeter bewirken.

4. Einfluß der Federn auf die ungleiche Vertheilung des Gewichtes der Wagen.

Der Schwerpunkt jedes Wagens ſammt ſeiner Belaſtung beſchreibt nicht eine der Bahn parallele, ſondern eine wellenförmige Linie, analog dem Profile der Schienen beim Uebergange jedes Rades der Wagen. Die hieraus reſultirende Centrifugalkraft erzeugt einen variablen Druckzuwachs auf die Aufhängungsfedern, welcher wiederum die periodiſchen Stöße beim Paſſiren der Verbindungsſtellen der Schienen vergrößert. Dies muß bei der Conſtruction der Federn berückſichtigt werden; es dürfen dieſelben bei einer gegebenen Vergrößerung der Laſt oder unter dem Einfluſſe von Stößen ſich nur wenig biegen. Bei den Maſchinen würde übrigens eine zu große Biegung der Federn, außer dem Uebelſtande, die Centrifugalkraft zu begünſtigen, das Zerbrechen der zarteren Theile ihres Mechanismus bewirken. Die ſchon erwähnten Experimente von Poirée haben beſtätigt, daß die Durchbiegung der Federn während eines rapiden Ganges ſelbſt auf guten Schienen beſtändig in einer Weiſe variirte, daß die Differenzen einem Druck von mehr als 500 Kilogrammen entſprachen.

Für Brücken mit geringer Spannweite ſind dergleichen Vermehrungen des Druckes gewiß nicht zu vernachläſſigen. Sie werden zur Erklärung der bei den Verſuchen beobachteten Anomalien hinreichen.

Verallgemeinerung der erhaltenen Reſultate. — Einfluß bewegter Laſten auf den Widerſtand eiſerner Bögen.

Der gerade Träger iſt bei den Eiſenconſtructionen das Aequivalent des gewölbten Sturzes der Steinconſtructionen. Auf Grund dieſer Analogie können wir ſchließen, daß diejenigen Wirkungen, die ohne ſchädlichen Einfluß auf den Widerſtand gerader Eiſenträger ſind, um ſo weniger nachtheilig für bogenförmige Träger ſein werden.

Die Erfahrung beſtätigt übrigens täglich das hier durch eine einfache Analogie erhaltene Reſultat. In den letzten Jahren ſind neben Brücken mit Balkenträgern zahlreiche gußeiſerne Viaducte erbaut worden, und die damit angeſtellten Verſuche führten ebenfalls zu dem Reſultate, daß die Geſchwindigkeit der Laſt nur einen ſehr geringen Einfluß auf die Biegung der Bögen habe. Boucaumont berichtet hierüber:

„Durch die Verſuche an der Brücke zu Nevers (Annales 1854) wurde beſtätigt, daß die Geſchwindigkeit der Züge ohne bemerkbaren Einfluß auf die Senkung der Geſpärre des Viaductes iſt. Die Senkung war faſt ganz dieſelbe, mochte der Zug auf dem Viaducte anhalten oder mit größerer oder kleinerer Geſchwindigkeit darüber hinweggehen. Die etwa ſtattfindende Differenz erreichte kaum die Größe von 0,1 bis 0,2 Millimeter.“

Dieſelben Reſultate erhielt auch Poirée bei ſeinen zahlreichen Verſuchen an den Brücken zu Charenton, Villeneuve-Saint-Georges ꝛc. (Annales, 1854). Er ſagt: „Aus unſeren Verſuchen folgt, daß bei großen Brücken von 25 bis 47 Metern Spannweite die Senkung unter dem Einfluſſe ſo großer Laſten, wie man ſie nur ſolchen Brücken etwa zumuthen kann, je nach der Spannweite zwiſchen 4 bis 7 Millimetern ſchwankte, desgleichen, daß die dynamiſche Biegung bei beträchtlicher Geſchwindigkeit beſtändig größer iſt als die ſtatiſche, und endlich daß bei Brücken, die aus mehreren Bögen beſtehen, der auf den einen ausgeübte Druck eine Erhöhung der benachbarten bewirkt.“

Die Erhebung des Scheitels der benachbarten Bögen iſt ein allgemeines Phänomen, man beobachtete es ebenfalls bei Brücken mit geraden Trägern, es iſt alsdann die natürliche Conſequenz der partiellen Einmauerung, welche gewiſſermaaßen das freie Brückenfeld erfährt, wenn die Laſt auf dem Nachbarfelde ſteht. Es braucht nicht erſt erwähnt zu werden, daß die auf Bogenträger ausgeübten Stöße vielleicht mit nicht geringerer Intenſität dieſelben Wirkungen hervorbringen, die oben für gerade Träger gezeigt worden ſind, und es würde gut ſein, dieſe Conſtructionen durch Anwendung

der erwähnten Vorsichtsmaaßregeln den zerstörenden Wirkungen derselben soviel als möglich zu entziehen.

Rückblick und Schlußfolgerungen.

Aus der hier entwickelten Theorie und den angestellten Betrachtungen lassen sich nun nachstehende Folgerungen herleiten:

1) Die Geschwindigkeit der Züge vergrößert bei eisernen Brücken mit geraden Balkenträgern die der statischen Wirkung derselben Züge entsprechende Maximalspannung und Maximaldurchbiegung in den meisten Fällen nur um eine ganz zu vernachlässigende Größe.

2) Bei Brücken, deren Spannweite wenig beträchtlich, z. B. unter 6—8 Metern ist, muß man, besonders bei großer Geschwindigkeit und schwerer Belastung, den Einfluß der Geschwindigkeit wohl berücksichtigen, um sich zu versichern, daß die Maximalspannung nicht die im Reglement vorgeschriebene Grenze überschreite.

3) Das Verhältniß der zur halben Last gehörigen dynamischen und statischen Maximalspannung ist durch eine der folgenden zwei höchst einfachen Formeln:

$$\frac{T_d}{T_s} = 1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{P \cdot V^2 l^2}{M g} \quad \text{oder}$$

$$\frac{T_d}{T_s} = 1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{P \cdot V^2 l^2}{M g}$$

gegeben und ihre Anwendung aus der beigeführten Anmerkung*) zu entnehmen.

4) In allen Fällen ist unter sonst gleichen Umständen der Einfluß der Geschwindigkeit dem Elasticitätsmomente umgekehrt proportional und es ist daher sowohl in Beziehung auf Materialersparniß als auch auf Verminderung des Einflusses der Geschwindigkeit von großem Nutzen, den Trägern die größtmöglichste Höhe, die mit den localen Verhältnissen und den Bedingungen einer guten Construction noch vereinbar ist, zu geben.

5) Die Anwendung der vorhergehenden Formeln ist besonders anzurathen bei gußeisernen Trägern wegen der oft sehr beträchtlichen Abweichung, die der dem Metalle angehörende Elasticitätscoefficient nicht allein in den verschiedenen Querschnitten eines Trägers, sondern sogar in den Moleculen eines und desselben Querschnittes erleiden kann.

Größerer Vorsicht halber darf man diesen Coefficienten keinen, den mittleren Werth

$$E = 9000000000$$

übersteigenden Werth beilegen.

6) Da die Erschütterungen und Stöße aller Art, zu welchen hauptsächlich der schlechte Zustand der Gleise Veranlassung giebt, einen viel schädlicheren Einfluß als die Geschwindigkeit selbst ausüben und zu einer unaufhörlichen Quelle von Anstrengungen für die verschiedenen Theile der Construction werden, so würde es für Brücken mit Eisenblechträgern wie für solche mit gußeisernen Trägern sehr nützlich sein, wenn vorgeschrieben würde, daß

die Schienen in der Länge der Brücke und noch ein bestimmtes Stück darüber hinaus auf Langschwellen gelagert und mit Sorgfalt verbunden, oder daß irgend ein anderes Versteifungssystem des Gestänges in Anwendung gebracht werden müsse,

daß starke Curven vor Brücken zu vermeiden und in Fällen, wo solche unvermeidlich sind, wenigstens eine gerade Strecke von mindestens 100 Metern einzuschalten sei.

7) Als Consequenz der für gerade Träger erhaltenen Resultate kann man annehmen, daß die Geschwindigkeit der Züge auch auf eiserne Bogenträger einen nur wenig schädlichen Einfluß äußern werden, wenn die zuletzt erwähnten Vorschriften beachtet werden.

---

*) Bei Annahme einer gleichförmigen Vertheilung der Last gilt die Formel:

$$\frac{T_d}{T_s} = 1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{P V^2 l^2}{M g} \qquad (1)$$

und für die Concentration derselben auf einen Punkt:

$$\frac{T_d}{T_s} = 1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{P V^2 l^2}{M g}. \qquad (2)$$

Ist die Spannweite der Brücken größer als 8 Meter, so scheint die Annahme einer gleichmäßigen Vertheilung der Last der Wahrheit näher zu führen, und es ist daher die Formel (1) anzuwenden; bei geringerer Spannweite hingegen giebt die Formel (2) genauere Resultate. Man setzt darin für P l das größte Gewicht, das der Träger zu tragen haben wird, also z. B. das Gewicht der schwersten auf der Strecke thätigen Locomotiven und setzt für V die größte Geschwindigkeit, die eine zu erwarten ist.

Allgemeine Theorie der sogenannten zusammengesetzten Festigkeit, mit Anwendung auf bestimmte Fälle.

Von

F. K. H. Wiebe, Professor in Berlin.

Inhalt.

Einleitung. § 1.
Allgemeine Betrachtungen. § 2 bis § 5.
Berechnung der Körper auf Festigkeit.
A. Vorbemerkungen z. Erläuterung der Theorie § 6 bis 15.
B. Spannungen, welche auf ein Körperelement wirken. § 16 bis 17.
C. Verwandlung der Wirkungen der äußeren Kräfte in Spannungen. § 18 bis 20.
D. Bestimmungen der größten specifischen Spannungen und der Maximalwerthe, welche dieselben erreichen dürfen. § 21 bis 25.
E. Anwendung der vorhergehenden Theorie auf einzelne bestimmte Fälle.
Vorbemerkungen § 26.
Erstes Problem: Balken an einem Ende befestigt. § 27 bis 35.
Zweites Problem: Balken an zwei Punkten unterstützt. § 36 bis 42.

§ 1. Einleitung.

Die Berechnung der Körper nach ihrer Widerstandsfähigkeit gegen Drucke, die von Außen auf sie einwirken, hat bis zur neuesten Zeit die Ingenieure, die Mathematiker und intelligenten Praktiker in mannigfacher Weise beschäftigt. Es sind eine Menge verschiedener Theorien aufgestellt worden, die von andern Seiten bekämpft und bald mit größerem, bald mit geringerem Geschick angegriffen und widerlegt wurden; gleichwohl ist dieser für die Construction so höchst wichtige Gegenstand noch keineswegs endgiltig abgeschlossen, und namentlich ist es die sogenannte „zusammengesetzte Festigkeit", welche erst in den letzten Jahrzehnten eine genauere Untersuchung und Behandlung erfahren hat, und welche immer noch einer allgemein giltigen einfachen und anschaulichen Begründung ihrer Gesetze ermangelt.

Der Verfasser ist weit entfernt von der Ansicht, durch die vorliegende Arbeit einen solchen endgiltigen Abschluß der Theorie der zusammengesetzten Festigkeit hinzustellen; er glaubt aber doch durch den Weg, welchen seine Methode einschlägt, zu einer systematischen und anschaulichen Lösung mancher Fragen auf diesem so wichtigen und interessanten Gebiete zu gelangen, und da dies allein sein Wunsch ist, so wird er sich jeder Polemik gegen andere Ansichten und Theorieen vollständig enthalten.

Allgemeine Betrachtungen.

§ 2. Absolut festes System. — Festigkeit.

Die Fragen, um welche es sich hier handelt, lassen sich durch folgende allgemeine Betrachtungen feststellen.

Wir verstehen unter einem **absolut festen System** ein System von Massenelementen, welche in **fester Verbindung** mit einander stehen (Vergl. Lehre von den einfachen Maschinentheilen Thl. I, § 3), d. h. welche so mit einander zusammenhängen, daß sich kein Element unabhängig von dem anderen bewegen kann, und daß also der Abstand der einzelnen Elemente von einander stets **unverändert** bleibt, wie sich auch der Abstand der einzelnen Elemente von andern, nicht zu dem System gehörenden Punkte ändern mag.

Wirkt eine **Kraft** auf ein zu einem **festen System** gehöriges Massenelement, so hat sie das **Bestreben**, den Abstand desselben von den übrigen Elementen des Systems zu **ändern**. Da aber eine solche Aenderung nicht stattfinden kann, so lange das System ein **festes** bleiben soll, so muß dies Bestreben durch eine **Gegenkraft** aufgehoben werden. Es muß also der Druck der äußerlich auf das Element wirkenden Kraft durch einen **Gegendruck**, welcher dem ersten der Größe nach **gleich**, der Richtung nach aber **entgegengesetzt** ist, im Gleichgewichte gehalten werden. Diesen Gegendruck schreiben wir einer sogenannten **inneren Kraft des Systems** zu. Wir nennen diese innere Kraft die **Festigkeit** des Systems. (Vergl. Lehre von den einfachen Maschinentheilen Thl. II, § 64.)

Unter Festigkeit eines Systems verstehen wir also überhaupt diejenigen Kräfte, welche sich der

Aenderung des gegenseitigen Abstandes der einzelnen Elemente des Systems entgegensetzen.

§ 3. Verhalten physischer fester Körper gegen äußere Kräfte.

Die meisten physischen Körper, welche man als feste Körper bezeichnet, stellen ein solches absolut festes System, wie wir es oben definirt haben, nicht vollständig, sondern nur bedingungsweise dar. Wirken nämlich äußere Kräfte auf einen physischen festen Körper ein, so lehrt die Erfahrung, daß diese äußeren Kräfte in der That eine Aenderung des Abstandes der einzelnen Elemente von einander hervorbringen, mit anderen Worten: daß durch die Einwirkung solcher äußeren Kräfte eine Formveränderung des physischen Körpers bedingt wird. Diese Formveränderung findet nun unter Einwirkung jener Kräfte aber niemals bis ins Unendliche statt, sondern sie findet immer eine Grenze. Diese Grenze kann in zweifacher Weise erreicht werden, nämlich:

1) Die inneren Kräfte wachsen mit der Formveränderung des Systems, und es entsteht endlich Gleichgewicht zwischen den äußeren und zwischen den inneren Kräften. Sobald dies Gleichgewicht eingetreten ist, findet keine weitere Formveränderung statt, und der Körper erhält sich nun gegen die äußeren Kräfte, welche jene Formveränderung hervorgebracht hatten, wie ein absolut festes System, oder:

2) Die inneren Kräfte des Systems erlangen nicht einen solchen Zustand des Gleichgewichtes mit den äußeren Kräften, vielmehr schreitet die Formveränderung so weit fort, daß sie erst in der Zerstörung des Körpers ihre Grenze findet; d. h., daß sie erst dann aufhört, wenn auch der physische Zusammenhang (die Cohäsion) des Körpers aufgehört hat.

Wir wollen die ersterwähnte Grenze der Formveränderung kurzweg als die Grenze des Gleichgewichtes, die andere Grenze der Formveränderung aber als Grenze der Festigkeit bezeichnen.

Bei den folgenden Betrachtungen setzen wir stets den Körper an der Grenze des Gleichgewichtes voraus, und betrachten also den Körper in diesem Zustande als absolut festes System (§ 2).

§ 4. Elasticitätsgrenze. — Grundsätze für die Berechnung von Maschinentheilen und Bauconstructionen.

Wenn ein physischer Körper sich an der Grenze des Gleichgewichtes befindet, so setzt diese Grenze immer eine Formveränderung (§ 1) voraus, d. h. es besitzt der Körper jetzt eine andere geometrische Form, als diejenige war, welche er besaß, bevor die äußeren Kräfte auf ihn einwirkten, und welche wir die ursprüngliche Form nennen wollen. Hört die Einwirkung der äußeren Kräfte auf, so nimmt der Körper entweder seine ursprüngliche Form wieder vollständig an, oder er erlangt diese ursprüngliche Form nur näherungsweise, aber nicht vollständig; er hat daher eine sogenannte bleibende Formveränderung" erlitten. Im ersten Falle sagen wir, es sei mit der Grenze des Gleichgewichtes die Grenze der vollkommenen Elasticität (oder kürzer die „Elasticitätsgrenze") noch nicht erreicht worden, im letzteren Falle sagen wir: „es sei mit der Grenze des Gleichgewichtes zugleich die Grenze der vollkommenen Elasticität (oder kürzer die „Elasticitätsgrenze") überschritten worden.

Als Grundsatz für alle Maschinen- und Bauconstructionen sollte man feststellen:

daß, selbst wenn die äußeren Kräfte, welche auf einen Maschinentheil oder auf eine Bauconstruction einwirken, ihren voraussichtlich größten Werth erreichen, die Grenze des Gleichgewichtes nicht nur die Elasticitätsgrenze nicht erreicht, sondern noch in angemessener Entfernung von derselben sich befinde.*)

An Stelle dieses Grundsatzes findet man häufig einen anderen angewendet, welcher aber keineswegs die gleiche Sicherheit in der Construction gewährt; nämlich folgenden:

es solle, wenn die äußeren Kräfte ihre Maximalwerthe erreichen, die Grenze des Gleichgewichtes in gewisser Entfernung von der Grenze der Festigkeit bleiben.

*) Herr Professor F. Reuleaux in Zürich sagt in der Vorrede zu seinem „Constructeur", Braunschweig 1862, pag. XV, daß die „durchgängige Beziehung auf die Elasticitätsgrenze anstatt auf die Bruchfestigkeit" zuerst von Herrn Moll und ihm „aufgebracht" sei, und verweist auf sein Werk: „Die Festigkeit der Materialien, insbesondere des Guß- und Schmiedeeisens" Braunschweig 1854". — Herr F. Reuleaux befindet sich in Bezug auf diese Thatsache im Irrthum. Seit dem Jahre 1846 lehre ich am Gewerbeinstitut und an der Bauakademie zu Berlin Maschinenkunde, und habe seit der Zeit die Sache gar nicht anders vorgetragen, als indem ich durchgängig die Coefficienten für alle Arten der üblichen Festigkeitsberechnungen auf die Elasticitätsgrenze bezogen habe; aber auch veröffentlicht habe ich diese Anschauungsweise im I. Bande meiner „Lehre von den einfachen Maschinentheilen § 88. — Dieses Werk erschien lieferungsweise. Der I. Band, welcher mit der 4. Lieferung schließt, führt die Jahreszahl 1854, also mindestens die mit dem Reuleaux-Moll'schen Werk gleichzeitige, indessen § 88 ist auf S. 189 bis 194 in der gleichzeitig ausgegebenen 1. und 2. Lieferung abgedruckt welche laut des Hinrich'schen Meßcatalogs (de 1853, S. 265) vor Ostern 1853 im Buchhandel erschienen. Wenn also Herr F. Reuleaux es für „passend hält, eine Notiz über die Urheberschaft dieser auch von Anderen gebrauchten Anschauungsweise zu geben" — so erlaube ich mir hierdurch auf eine ältere Quelle als sein und Herrn Moll's Werk aufmerksam zu machen. — Uebrigens ist mir die Vorrede zu dem „Constructeur" des Herrn Reuleaux erst längere Zeit nach Vollendung des vorliegenden Aufsatz zu Gesicht gekommen.

Bei Anwendung dieses Grundsatzes hat man keinerlei Uebersicht, ob die äußeren Kräfte, ungeachtet sie eine von der Grenze der Festigkeit hinreichend entfernte Formveränderung bedingen, nicht doch eine die Elasticitätsgrenze erreichende oder gar überschreitende, also eine bleibende Formveränderung zur Folge haben könnten.

§ 5. Zwei Gesichtspunkte, nach welchen man die Dimensionen von Körpern, welche durch äußere Kräfte beansprucht werden, zu berechnen pflegt.

Wenn nun auch nach dem vorigen Paragraphen der Grundsatz, daß die äußeren Kräfte unter keinen Umständen eine Formveränderung in dem System hervorbringen dürfen, welche die Elasticitätsgrenze vollständig erreicht, oder gar überschreitet, als der erste und richtigste aufgestellt worden ist; so ist doch mit demselben zugleich ausgesprochen, daß eine gewisse Formveränderung jedenfalls durch die Einwirkung der äußeren Kräfte hierbei hervorgerufen wird. Diese Formveränderung kann nun für bestimmte Zwecke der Constructionen unerheblich sein, in manchen Fällen aber kann selbst diese Formveränderung, welche ein noch weit genug von der Elasticitätsgrenze entferntes System erleidet, schon für den beabsichtigten Zweck zu beträchtlich sein. In solchen Fällen nimmt man die größte Formveränderung, welche das System soll erleiden dürfen, als gegeben an, und berechnet nun die Dimensionen des Körpers aus diesen Annahmen.

Es ist hiernach ersichtlich, daß man zwei Gesichtspunkte aufstellen kann, nach welchen man die Dimensionen eines durch äußere Kräfte beanspruchten Körpers berechnen kann, nämlich:

1) Daß der Körper unter Einwirkung der äußeren Kräfte noch weit genug von einer solchen Formveränderung bleibe, welche die Elasticitätsgrenze erreichen würde.

2) Daß der Körper unter Einwirkung der äußeren Kräfte eine Formveränderung erleide, welche höchstens einen gegebenen Werth erreicht.

Die Berechnung der Körperdimensionen nach dem ersten Gesichtspunkte bezeichnen wir als „Berechnung nach der Elasticitätsgrenze", oder auch, wenn man den zweiten Grundsatz in § 4 anwendet, als „Berechnung nach der Festigkeitsgrenze", wofür wir allgemein sagen wollen, um beides zusammenzufassen: „Berechnung auf Festigkeit"; die Berechnung nach dem zweiten Gesichtspunkte bezeichnen wir als „Berechnung auf Formveränderung."

Hiernach unterscheiden wir also zwei Methoden der Berechnung der Dimensionen solcher Körper, welche durch äußere Kräfte beansprucht sind, nämlich:

A. die Berechnung auf Festigkeit,

B. die Berechnung auf Formveränderung.

Der Gegenstand der vorliegenden Untersuchungen ist vorläufig nur die Berechnung der Körperdimensionen auf Festigkeit.

Berechnung der Körper auf Festigkeit.

A. Vorbemerkungen zur Erläuterung der Theorie.

§ 6. Allgemeine Voraussetzung für die folgenden Untersuchungen.

Wir haben in dem Vorhergehenden gesehen, daß, wenn äußere Kräfte auf einen physischen Körper einwirken, dieselben immer eine Formveränderung desselben bedingen, und daß wir bei der Berechnung der Körper auf Festigkeit stets voraussetzen, daß diese Formveränderung, selbst wenn die Grenze des Gleichgewichtes eingetreten ist, immer noch innerhalb der Elasticitätsgrenze bleiben müsse. Unter dieser Voraussetzung sind die Formveränderungen, welche die festen Körper erleiden, zwar immer Abweichungen von ihrer ursprünglichen Form, und es ändert sich also mit der Lage der einzelnen Körpertheilchen gegeneinander auch die Lage derselben gegen die Richtungen der äußeren Kräfte des Systems; allein, diese Aenderung ist innerhalb der Elasticitätsgrenze, und so lange man überhaupt nicht veranlaßt ist, die Körper nach dem zweiten Gesichtspunkte, nämlich auf Formveränderung zu berechnen, fast immer so außerordentlich gering, daß wir sie für unsere folgenden Untersuchungen zu vernachlässigen berechtigt sind. Wir können daher ohne erheblichen Fehler für unsere folgenden Betrachtungen folgende Voraussetzung machen:

„Indem wir nach § 3 den Körper an der Grenze des Gleichgewichtes betrachten, ist die erlangte Formveränderung desselben so gering, daß wir die Richtungen der äußeren Kräfte in Bezug auf die einzelnen Körperelemente als dieselben ansehen dürfen, welche sie gegen die entsprechenden Körperelemente in der ursprünglichen Form des Körpers hatten.

Mit anderen Worten: Wir vernachlässigen die Formveränderung des Körpers, und denken denselben auch unter Einwirkung der äußeren Kräfte in seiner ursprünglichen Form.

§ 7. Betrachtung der Körperelemente als proportional den Flächenelementen unendlich nahe liegender paralleler-Durchschnittsebenen.

Jeden festen Körper, auf welchen beliebige äußere Kräfte einwirken, können wir immer durch unendlich viele parallele Ebenen in unendlich viele ebene Schichten oder Streifen zerlegt denken; jedes Körperelement

wird hiernach als ein Theil oder Element einer solchen unendlich dünnen Schicht, oder eines solchen unendlich dünnen Streifens anzusehen sein. Wir bezeichnen in Folgendem mit:

v den Flächeninhalt einer solchen Durchschnittsfigur, die sich bildet, indem eine von jenen parallelen Ebenen den Körper schneidet, mit

dv das Flächenelement dieser Durchschnittsfigur.

Wenn nun die Dicke der Schichten, in welche wir den Körper zerlegt denken, überall gleich groß ist, und zwar gleich dem Differenzial des Urvariabeln angenommen wird, so verhalten sich offenbar die Körperelemente wie die Flächenelemente dv der einzelnen Durchschnittsfiguren.

Wir werden daher in Folgendem für die Körperelemente stets die ihnen proportionalen Flächenelemente der parallelen Durchschnittsfiguren substituiren, wobei jedoch nicht zu vergessen ist, daß diese Körperelemente eigentlich Scheiben von constanter, aber unendlich kleiner Dicke vorstellen.

Jedes Körperelement denken wir uns also in einer der unendlich vielen nahe liegenden parallelen Durchschnittsfiguren liegend, und bezeichnen dasselbe als das Flächenelement dv der betreffenden Figur.

Es mag hier die Bemerkung Platz finden, daß es in manchen Fällen für die Betrachtung bequem sein kann, den Körper anstatt durch unendlich nahe liegende parallele Ebenen in Schichten zu zerlegen, diese Zerlegung durch unendlich nahe liegende krumme Flächen zu bewirken, welche alle einen unendlich kleinen, aber constanten, Abstand von einander haben. Diese Art der Zerlegung führt zu ähnlichen Betrachtungen, wie die Zerlegung durch parallele Ebenen, und mag daher, wo sie zweckmäßig erscheint, mit gehöriger Berücksichtigung der daraus entspringenden Eigenthümlichkeiten gewählt werden. Wir setzen einstweilen stets die Zerlegung durch parallele Ebenen voraus.

§ 8. Statisches Gesetz für die Beziehung zwischen den äußeren Kräften, welche auf Formveränderung wirken, und den inneren Kräften, welche denselben widerstehen.

Wir haben oben (§ 3) gesehen, daß, wenn ein fester Körper, der durch äußere Kräfte beansprucht wird, sich an der Grenze des Gleichgewichts befindet, die inneren Kräfte den äußerlich angebrachten Kräften das Gleichgewicht halten, d. h. daß sie einer weiteren Formveränderung durch die äußeren Kräfte einen so großen Widerstand leisten, daß eine solche nicht erfolgen kann.

Diese inneren Kräfte sind also (§ 2) als Widerstände zu denken, welche in jedem einzelnen Körperelemente wirkend, mit den Wirkungen der äußeren Kräfte den Zustand des Gleichgewichtes bedingen.

Denken wir uns nun irgend einen beliebigen Durchschnitt des Körpers mit einer der in § 7 angenommenen Parallelebenen, so werden die in dieser Durchschnittsfigur liegenden Körperelemente und zwar jedes einzelne derselben einen gewissen Widerstand gegen weitere Formveränderung leisten, das heißt aber nichts anderes, als daß diese Körperelemente durch ihre Widerstände irgend welche Bewegung der Ebene, in welcher sie liegen, verhindern.

Wenn wir also das Bestreben der äußeren Kräfte auf Bewegung dieser betrachteten Ebene bestimmen, so wissen wir, daß für die Grenze des Gleichgewichtes das Bestreben der inneren Kräfte, welche den Körperelementen, die sich in dieser Ebene befinden, zuzuschreiben sind, jenem Bestreben der äußeren Kräfte überall gleich und entgegengesetzt sein müsse.

Aus diesem Allen folgt, nach bekannten Gesetzen der Statik:

wenn wir drei beliebige, zu einander normale, Coordinatenaxen annehmen, und wir zerlegen sowohl die auf Bewegung der Ebene wirkenden äußeren Kräfte, als auch die ihnen widerstehenden, in den einzelnen Flächenelementen wirkend zu denkenden inneren Kräfte in ihre Componenten nach den Richtungen der drei Aren, so muß nicht nur die Summe der Componenten aller inneren und äußeren Kräfte zusammen nach der Richtung jeder Are einzeln gleich Null sein, sondern es muß auch die Summe der Momente in Bezug auf Drehung um jede der drei Aren einzeln gleich Null sein.

§ 9. Widerstand und Spannung der Körperelemente.

Nach dem vorigen Paragraphen bilden die äußeren Kräfte, welche auf Formveränderung, d. h. auf Bewegung irgend einer der Durchschnittsfiguren des Körpers wirken, mit den inneren Kräften der in dieser Durchschnittsfigur liegenden Körperelemente ein System von Kräften, das sich im Zustande des Gleichgewichtes befindet.

Wir wollen diese inneren Kräfte künftig kurzweg als Widerstände bezeichnen.

Nun ist es ein bekanntes statisches Gesetz, welches sich übrigens auch leicht einsehen läßt, daß, wenn eine beliebige Reihe von Kräften (erste Reihe) mit einer anderen Reihe von Kräften (zweite Reihe) sich im Gleichgewicht befindet, in dem Zustande des Gleichgewichtes nichts geändert wird, wenn man diese zweite Reihe von Kräften hinweggenommen denkt, und dafür jede einzelne Kraft der ersten Reihe von Kräften in ihrem Angriffspunkte durch eine ihr gleiche, aber entgegengesetzte

Kraft im Gleichgewicht gehalten denkt. Die Resultirende aus dieser neuen Reihe von Kräften (dritte Reihe) ist dann gleich der Resultirenden aus der fortgenommenen (zweiten) Reihe von Kräften, und gleich und entgegengesetzt der Resultirenden aus der ersten Reihe von Kräften, und ebenso ist die Summe der Momente dieser dritten, neu angebrachten Reihe von Kräften in Bezug auf eine beliebige Axe gleich der Summe der Momente der fortgenommenen (zweiten) Reihe und gleich und entgegengesetzt der Summe der Momente der ersten Reihe in Bezug auf dieselbe Axe.

Wenden wir dies Gesetz auf unsern Fall an, so können wir nun die äußeren Kräfte fortgenommen denken, und dafür in jedem Körperelemente eine seinem Widerstande gleich große, aber entgegengesetzte Kraft angebracht denken. Diese hier angebrachte (dritte) Reihe von Kräften nennen wir Spannungen, und wir denken also anstatt der äußeren Kräfte in jedem Körperelement einer Durchschnittsfigur eine seinem Widerstande (inneren Kraft) gleich große, aber entgegengesetzte Spannung wirkend. Die äußeren Kräfte denken wir dann fortgenommen, und es ist sodann die Resultirende aus allen Spannungen gleich der Resultirenden aus allen äußeren Kräften, welche auf Bewegung der Ebene wirken, in welcher die Körperelemente liegen, aber gleich und entgegengesetzt den Resultirenden aus allen Widerständen; auch ist die Summe der Momente aus allen Spannungen gleich der Summe der Momente aus allen äußeren Kräften, welche auf Bewegung der Ebene wirken, aber gleich und entgegengesetzt der Summe der Momente der Widerstände der Körperelemente, die in dieser Ebene liegen.

Da die Spannungen und die äußeren Kräfte stets in demselben Sinne wirken, so ist es bequemer, stets die Spannungen zu betrachten, anstatt die Widerstände; und so werden wir auch in Folgendem stets von den Spannungen handeln, da wir ja nur die Spannungen in irgend einem Körperelemente entgegengesetzt zu nehmen brauchen, um den Widerstand des Körperelementes zu bekommen.

Da die Spannung in einem Körperelement nichts anderes ist, als eine Kraft, welche in diesem Körperelemente angebracht zu denken ist, so gelten für dieselbe alle Gesetze und Bedingungen, welche überhaupt für Kräfte in der Statik gelten; man kann dieselbe namentlich nach beliebigen Richtungen in Componenten zerlegen, und wenn man die Componenten derselben kennt, so kann man die Spannung (resultirende Spannung) durch Composition der Componenten nach bekannten statischen Gesetzen bestimmen.

§ 10. Längenspannung — Querspannung — zusammengesetzte Spannung.

Denken wir, es sei die Spannung in irgend einem Körperelement (Flächenelement, irgend einer Durchschnittsfigur § 7) bestimmt, so kann dieselbe, da sie sich aus einzelnen Componenten zusammensetzen läßt, und da wir die Lage der Durchschnittsebene ganz beliebig gedacht haben, gegen das Flächenelement jede beliebige Richtung haben.

Ist die Richtung der Spannung normal zum Flächenelement, so sagen wir, das Flächenelement erleide eine Normalspannung (Längenspannung).

Fällt die Richtung der Spannung in die Ebene des Flächenelementes, so sagen wir, das Flächenelement erleide eine Tangentialspannung (Querspannung).

Wenn endlich keiner der beiden genannten Fälle stattfindet, wenn vielmehr die Spannung einen spitzen Winkel mit dem Flächenelement bildet, so sagen wir, das Flächenelement erleide eine schiefe Spannung (zusammengesetzte Spannung).

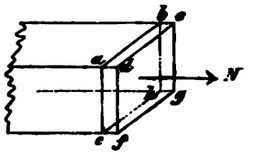
Man hat bisher, soviel dem Verfasser bekannt, stets nur Normal- und Tangentialspannungen betrachtet, und wenn beide zugleich stattfanden, so hat man sich nicht entschließen mögen, die allgemeinen statischen Gesetze anzuwenden, um sie zu einer schiefen Spannung einfach zu componiren. Es ist aber doch wahrlich nicht einzusehen, weshalb man hier, wo es sich lediglich um Systeme handelt, welche sich im Zustande des Gleichgewichtes befinden, und deren Formveränderung man auch bei allen übrigen Theorien der Berechnung auf Festigkeit, vernachlässigt (§ 6), nicht die allgemeinen statischen Gesetze solle anwenden dürfen. Der Verfasser hofft diese allgemeinen statischen Gesetze, gegen die man gerade bei den Festigkeitstheorien oft genug gesündigt hat, hier wieder zur Geltung bringen zu können.

Der Widerstand, den das Körperelement der Spannung entgegensetzt, ist nach § 9 der Richtung nach derselben entgegengesetzt, der Größe nach gleich.

Wie aber auch die Spannungen gegen die Flächenelemente gerichtet sein mögen, so sind sie doch immer als Kräfte aufzufassen, welche das Flächenelement nach ihrer Richtung fortzubewegen streben, und welche durch den entsprechenden Widerstand im Gleichgewicht gehalten werden.

§ 11. Jede in einem Körperelemente angebrachte Spannung läßt sich in Bezug auf jede der begrenzenden Flächenelemente betrachten.

Nun sei abcdefgh ein Körperelement einer beliebigen Querschnittsfigur; die Fläche abeh sei gleich dv, nämlich das Flächenelement der Querschnitts-



figur; ef sei gleich dx, nämlich die Dicke der unendlich dünnen Scheibe, durch welche das Körperelement dargestellt wird (vergl. § 7); ae sei gleich dy und ab gleich dz; es ist dann dv = dy.dz. Wir denken uns gegen das Körperelement beispielsweise die Spannung N angebracht, welche normal zum Flächenelement dv ist, so ist klar, daß wenn wir anstatt der Ebene, deren Durchschnittsfigur das Element dv = dy.dz hat, eine andere Durchschnittsebene denken, deren Durchschnittsfigur beispielsweise das Flächenelement efgh = dx.dz hätte, dieselbe Spannung N in diesem Element als Tangentialspannung erscheinen würde, und ebenso würde dieselbe Spannung N, wenn wir das Flächenelement adfo = dx.dy in Betracht ziehen, auch hier als Tangentialspannung erscheinen. Eine sehr ähnliche Betrachtung würden wir anstellen können, wenn wir anstatt der zu dem Flächenelement dv normalen Spannung eine Querspannung, oder eine schiefe Spannung angenommen hätten; auch hier würden in den beiden anderen Ebenen, welche das Körperelement bestimmen, ebenso große, nur gegen diese Ebenen anders gerichtete, Spannungen entstehen, wenn wir anstatt der auf Bewegung der Ebene dv wirkenden Kräfte diejenigen Kräfte betrachten, welche auf Bewegung dieser Ebenen, d. h. auf Formveränderung des Körpers durch Verschiebung dieser anderen Ebenen, wirken.

Hiernach läßt sich folgender allgemeine Satz aufstellen:

Wenn wir ein Körperelement durch Flächenelemente begrenzt denken, die mit drei zu einander normalen Coordinatenebenen parallel sind, und wir kennen die Spannung, welche auf Verschiebung der einen dieser begrenzenden Ebenen nach einer bestimmten Richtung wirksam ist, so läßt sich, wenn wir die Verschiebung eines der anderen Flächenelemente in Betracht ziehen, in diesem stets eine ebenso große, nur gegen das Flächenelement selbst anders gerichtete, Spannung annehmen, welche eine solche Verschiebung nach der ursprünglichen Richtung der Spannung zu bewirken strebt. Es läßt sich also beispielsweise jede Normalspannung in dem einen Flächenelemente als Tangentialspannung in den beiden anderen Flächenelementen auffassen.

§ 12. Absolute und specifische Spannung.

Betrachten wir wieder eine beliebige Durchschnittsfigur eines von äußeren Kräften in Anspruch genommenen Körpers, so enthält dieselbe im Allgemeinen unendlich viele Flächenelemente, deren jedes unendlich klein ist; es werden daher auch die Spannungen in diesen einzelnen Flächenelementen unendlich kleine Werthe sein, welche dabei alle einander gleich, oder auch unter sich sehr verschieden sein können. Wir bezeichnen diesen unendlich kleinen Werth der Spannungen mit der allgemeinen Bezeichnung dS, wobei dS für alle Flächenelemente constant, oder auch variabel sein kann; es kann dS sich hierbei mit dv und nach einem von dv abhängigen Gesetze ändern oder auch nicht. Das Verhältniß des Werthes dS, d. h. der unendlich kleinen Spannung in irgend einem Flächenelemente, zu dem Werthe dv, d. h. zu der Größe dieses unendlich kleinen Flächenelementes, nennen wir die specifische Spannung dieses Elementes und bezeichnen sie künftig immer mit einem deutschen Buchstaben.

$$1) \qquad \frac{dS}{dv} = \mathfrak{S}$$

ist also die specifische Spannung, und man sieht folglich, daß die specifische Spannung nichts anderes ist, als der Differenzialquotient zwischen der im Allgemeinen als variabel gedachten Spannung und dem als urvariabel gedachten Flächenelement. Im Gegensatz zu der specifischen Spannung $\mathfrak{S}$ werden wir den Werth der wirklichen Spannung künftig als absolute Spannung bezeichnen.

Die absolute Spannung ergiebt sich hiernach:

$$2) \qquad dS = \mathfrak{S}.dv.$$

Wir unterscheiden hier den Bestimmungen des § 10 entsprechend: specifische Normalspannung, specifische Tangentialspannung, specifische schiefe Spannung, je nach der Richtung der absoluten Spannung dS gegen das Flächenelement dv.

§ 13. Maaß für die specifische Spannung.

Die Bestimmung der specifischen Spannung wird gewöhnlich in der Weise angegeben, daß man das Verhältniß $\frac{dS}{dv}$ nicht durch die unendlich kleinen Werthe, sondern durch endliche Werthe angiebt, indem man z. B. sagt, die specifische Spannung betrage P Druckeinheiten auf a Flächeneinheiten, oder auch kürzer, sie betrage x Druckeinheiten für eine Flächeneinheit. Zur Vergleichung diene folgende Zusammenstellung:

1 Centner für den Quadratzehntelfuß preußisch ist gleich:
- 69,444 Pfd. für einen Quadratzoll preußisch,
- 0,03222 engl. Ton für 1 Quadratzoll englisch,
- 5,076 Kilogrammes für 1 Quadratcentimeter.

1 Pfund für den Quadratzoll preußisch ist gleich:
- 0,0144 Centner für 1 Quadratzehntelfuß preußisch,
- 0,000464 engl. Ton für 1 Quadratzoll englisch,
- 0,0731 Kilogramme für 1 Quadratcentimeter.

1 Ton englisch für einen Quadratzoll englisch ist gleich:
- 31,028 Centner für 1 Quadratzehntelfuß preußisch,
- 2154,7 Pfunde für 1 Quadratzoll preußisch,
- 157,5 Kilogrammes für 1 Quadratcentimeter.

1 Kilogramm für einen Quadratcentimeter ist gleich:
0,197 Centner für 1 Quadratzehntelfuß,
13,66 Pfunde für einen Quadratzoll,
0,00635 engl. Ton für einen Quadratzoll englisch.

Als zweckmäßig empfiehlt der Verfasser (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure II S. 149) die specifische Spannung, wie überhaupt den specifischen Druck nach Atmosphären zu messen, da die Zahlen, welche das Maaß für die specifischen Spannungen in Atmosphären angeben, unabhängig sind von dem Landesmaaß und von dem Landesgewicht. Es ist diese Methode nichts anderes, als daß man für die specifische Spannung ein bestimmtes Verhältniß als Einheit nimmt.

Eine specifische Spannung von einer Atmosphäre ist gleich:
1,0336 Kilogramme für 1 Quadratcentimeter,
10336 Kilogramme für 1 Quadratmeter,
0,20362 Centner für 1 Quadratzehntelfuß preußisch,
20,362 Centner für 1 Quadratfuß preußisch,
14,12 Pfund für 1 Quadratzoll preußisch,
0,9450 Ton für 1 Quadratfuß englisch,
0,00656 Ton für 1 Quadratzoll englisch,
76 Centimeters Queckfilbersäule,
24,215 Zehntelfuß preußisch Queckfilbersäule,
29,058 Zoll preußisch Queckfilbersäule,
29,921 Zoll englisch Queckfilbersäule,
28,075 Zoll pariser Queckfilbersäule,
10,336 Meter Wassersäule,
32,84 Fuß preußisch Wassersäule,
328,4 Zehntelfuß preußisch Wassersäule.

In runden Zahlen kann man rechnen:
1 Atmosphäre = 1/5 Centner für Quadratzehntelfuß,
= 14 Pfund für Quadratzoll preußisch,
= 1 Kilogramm für Quadratcentimeter,
= 30 Zoll englisch = 29 Zoll preußisch
= 28 Zoll pariser Queckfilbersäule.

Diese Werthe, welche die specifische Spannung einer Atmosphäre angeben, bezeichnen wir künftig überall mit σ.

§ 14. Spannung der Elasticitätsgrenze. — Specifische Maximalspannung.

Wenn ein fester Körper, welcher durch äußere Kräfte in Anspruch genommen wird, sich an der Grenze des Gleichgewichtes (§ 3) befindet, so können wir uns nach dem Vorigen immer vorstellen, daß anstatt der äußeren Kräfte in jedem Körperelement gewisse Spannungen (§ 9), oder wie wir sie jetzt nennen (§ 12), gewisse „absolute Spannungen", wirksam sind, welche von den Widerständen in den Körperelementen im Gleichgewicht gehalten werden. Jeder solchen absoluten Spannung entspricht in jedem Körperelement eine gewisse specifische Spannung. Auf die Bestimmung dieser specifischen Spannung in jedem gegebenen Körperelement kommt es zunächst an. Demnächst haben wir zu untersuchen, in welchem Körperelemente die größte specifische Spannung stattfindet. Erfahrungsmäßig nämlich erreicht diese größte specifische Spannung in dem Augenblicke, wo der Körper die Grenze der Elasticität erreicht, einen bestimmten Werth; so lange dieser Werth, welchen wir die „Spannung der Elasticitätsgrenze" nennen wollen, noch nicht erreicht ist, hat auch der feste Körper noch nicht die Elasticitätsgrenze erreicht, und derselbe befindet sich um so entfernter von der Elasticitätsgrenze, je weiter die größte specifische Spannung, welche in dem Körper vorkommt, von der Spannung der Elasticitätsgrenze entfernt ist.

Wenn wir also den Grundsatz in § 4 für Maschinentheile und Bauconstructionen zur Anwendung bringen wollen, so lautet derselbe nunmehr folgendermaaßen:

Wenn die äußeren Kräfte, welche auf einen Maschinentheil oder auf eine Bauconstruction einwirken, den voraussichtlich größten Werth erreichen, so darf die größte specifische Spannung, welche in irgend einem Körperelement stattfindet, nicht die Spannung der Elasticitätsgrenze erreichen; vielmehr muß dieselbe noch in angemessener Entfernung von der Spannung der Elasticitätsgrenze bleiben.

Gewöhnlich pflegt man diese angemessene Entfernung von der Elasticitätsgrenze dadurch zu bezeichnen, daß man die größte specifische Spannung, welche in dem Körper stattfinden darf, als einen aliquoten Theil der Spannung der Elasticitätsgrenze annimmt. Diesen Werth, welchen die größte stattfindende Spannung erreichen darf, nennen wir die specifische Maximalspannung.

Wir bezeichnen künftig die specifische Spannung der Elasticitätsgrenze mit K.

Ferner bezeichnen wir die specifische Maximalspannung künftig allgemein mit k.

Der Werth K und der von demselben abhängige Werth k sind nun zunächst verschieden:

a) nach dem Material des Körpers,

b) nach der Richtung der absoluten Spannung gegen das betrachtete Flächenelement; es sind also im Allgemeinen sowohl die specifische Spannung der Elasticitätsgrenze, als auch die specifische Maximalspannung verschieden, je nachdem diese Spannungen Normal-, Tangential- oder schiefe Spannungen sind.

c) Von der Richtung der Bewegung, welche die Spannung dem Flächenelemente zu ertheilen strebt, namentlich ob die Spannung ziehend oder schiebend wirkt, d. h. ob sie auf Ausrecken oder auf Zusammendrücken des Körperelementes wirkt.

d) Von dem Gefüge und der Structur des Körpers und der Richtung der Spannung gegen die Richtungsaxen des Körpers. Es ist z. B. bei Holz die Normalspannung der Elasticitätsgrenze eine andere, wenn dieselbe mit der Richtung der Holzfasern zusammenfällt, als wenn sie dieselbe schneidet.

Hieraus folgt nun, daß, um nachzuweisen, ob ein Körper dem oben angeführten Grundsatz gemäß sich verhalte, gezeigt werden muß, daß einzeln die größte vorkommende Normal-, Tangential- und schiefe Spannung, und zwar für die ungünstigste Richtung den zulässigen Maximalwerthen gleich, oder doch kleiner als dieselben sei.

§ 15. Allgemeiner Gang der folgenden Untersuchungen.

Die folgenden Untersuchungen werden nach diesen allgemeinen Vorbemerkungen nun folgenden Gang nehmen.

1) Es soll untersucht werden, wie sich die Spannungen, welche auf ein Körperelement wirken, zu einander verhalten, wie sich dieselben zusammensetzen und zerlegen lassen. Hierbei werden im Allgemeinen die Gesetze maaßgebend sein, welche in der Statik für Kräfte gelten, die auf einen materiellen Punkt wirken, denn das Körperelement erscheint offenbar, da es unendlich klein ist, in dem Sinne eines materiellen Punktes.

2) Es soll untersucht werden, wie aus den äußeren Kräften, die auf einen Körper im Grenzzustande des Gleichgewichtes wirken, die Spannungen sich ermitteln lassen, welche in jedem Körperelemente wirksam gedacht, die Wirkung der äußeren Kräfte ersetzen (§ 9 und 10).

3) Es soll untersucht werden, wie sich die größten specifischen Spannungen, die in einem Körper, der unter Einwirkung äußerer Kräfte steht, stattfinden, bestimmen lassen, und welchen Werth in einzelnen Fällen die Maximalspannungen annehmen dürfen (§ 14).

4) Hiernächst soll die Anwendung der Theorie auf bestimmte Beispiele gezeigt werden.

Bei allen diesen Untersuchungen müssen wir die Gesetze der Statik und die Gesetze der analytischen Geometrie, soweit sie die Coordinaten im Raume betreffen, als bekannt voraussetzen, und können also auf die Entwickelung oder Begründung der auf diesen Gebieten benutzten Resultate hier nicht näher eingehen.

B. Spannungen, welche auf ein Körperelement wirken.

§ 16. Gesetz für die Zusammensetzung und Zerlegung der specifischen Spannungen.

Wir denken in der Folge stets drei zu einander normale Coordinatenaxen X, Y, Z. Das Körperelement, welches wir betrachten (§ 7), denken wir mit seiner Grundfläche in der Ebene YZ liegend, so also, daß seine unendlich kleine Dicke in der X-Axe liegt, und mit dx bezeichnet wird. Diese Voraussetzung wird immer gemacht, wenn es nicht ausdrücklich anders bemerkt wird.

Wir bezeichnen die Axen X, Y, Z der Reihe nach mit 1, 2, 3, und demnächst bezeichnet α_1 α_2 α_3 die Winkel, welche eine gerade Linie mit den Axen X, Y, Z bildet; $\alpha_{(12)}$ bezeichnet den Winkel mit der Ebene XY u. s. w.

Mit dS bezeichnen wir künftig immer die absolute Spannung (§ 12), welche aus allen Spannungen resultirend auf das Körperelement wirkt; mit $\frac{dS}{dv} = \mathfrak{S}$ die specifische Spannung gegen das Flächenelement dv, welches, wenn nicht ausdrücklich anders bemerkt wird, in der Ebene YZ liegend gedacht wird.

dS_1, dS_2 und dS_3 sind die absoluten Componenten der Spannung dS nach den drei Axen; $\mathfrak{S}_1$ $\mathfrak{S}_2$ $\mathfrak{S}_3$ sind die diesen Componenten entsprechenden specifischen Spannungen.

Bei der vorausgesetzten Lage des Körperelementes sind dS_2 und dS_3, beziehendlich $\mathfrak{S}_2$ und $\mathfrak{S}_3$ Querspannungen des Flächenelementes dv; dS_1 beziehendlich $\mathfrak{S}_1$ ist Normalspannung desselben.

Die beiden absoluten Querspannungen dS_2 und dS_3 lassen sich zu einer resultirenden Querspannung zusammensetzen, welche wir mit dS_q bezeichnen, während die entsprechende specifische Querspannung mit $\mathfrak{S}_q$ bezeichnet werden soll.

Es ist nach statischen Gesetzen:

$$3) \qquad dS_q = \sqrt{(dS_2)^2 + (dS_3)^2}$$

und indem wir für dS_2 und dS_3 die Werthe $\mathfrak{S}_2 . dv$ und $\mathfrak{S}_3 . dv$ setzen (§ 12), ergiebt sich:

$$4) \qquad dS_q = dv . \sqrt{(\mathfrak{S}_2)^2 + (\mathfrak{S}_3)^2},$$

folglich

$$5) \qquad \frac{dS_q}{dv} = \mathfrak{S}_q = \sqrt{(\mathfrak{S}_2)^2 + (\mathfrak{S}_3)^2}.$$

In ganz ähnlicher Weise ergiebt sich:

$$6) \qquad dS = \sqrt{(dS_1)^2 + (dS_2)^2 + (dS_3)^2},$$

$$7) \qquad \mathfrak{S} = \sqrt{(\mathfrak{S}_1)^2 + (\mathfrak{S}_2)^2 + (\mathfrak{S}_3)^2},$$

$$8) \qquad \cos\alpha_1 = \frac{dS_1}{dS} = \frac{\mathfrak{S}_1}{\mathfrak{S}} = \frac{\mathfrak{S}_1}{\sqrt{(\mathfrak{S}_1)^2 + (\mathfrak{S}_2)^2 + (\mathfrak{S}_3)^2}},$$

$$9) \qquad \cos\alpha_2 = \frac{dS_2}{dS} = \frac{\mathfrak{S}_2}{\mathfrak{S}} = \frac{\mathfrak{S}_2}{\sqrt{(\mathfrak{S}_1)^2 + (\mathfrak{S}_2)^2 + (\mathfrak{S}_3)^2}},$$

$$10) \qquad \cos\alpha_3 = \frac{dS_3}{dS} = \frac{\mathfrak{S}_3}{\mathfrak{S}} = \frac{\mathfrak{S}_3}{\sqrt{(\mathfrak{S}_1)^2 + (\mathfrak{S}_2)^2 + (\mathfrak{S}_3)^2}}.$$

Man sieht hieraus:

die specifischen Spannungen lassen sich genau in derselben Weise zusammensetzen und zerlegen, wie die absoluten Spannungen; es läßt sich der Neigungswinkel der resultirenden Span-

nung gegen die Axen genau ebenso durch die specifischen Spannungen finden, wie durch die absoluten.

§ 17. Bestimmung der Winkel, welche die resultirende Spannung mit den begrenzenden Flächen des Körperelementes bildet.

Der Winkel, welchen die resultirende Spannung mit der X-Axe bildet, ist bekanntlich zugleich der Complementswinkel, desjenigen Winkels, welchen diese Spannungsrichtung mit der Ebene YZ bildet, folglich bei der angenommenen Lage des Körperelementes trifft die resultirende Spannung das Flächenelement dv unter dem Winkel $\alpha_{(23)}$ und es ist $\alpha_1 + \alpha_{(23)} = 90$ Grad, daher auch nach Gleichung 8

$$11)\quad \sin\alpha_{(23)} = \frac{\mathfrak{S}_1}{\sqrt{(\mathfrak{S}_1)^2+(\mathfrak{S}_2)^2+(\mathfrak{S}_3)^2}} = \cos\alpha_1.$$

In ganz analoger Weise ist der Winkel, unter welchem die resultirende Spannung das in der Ebene XZ liegende Flächenelement des Körperelementes trifft, zu bestimmen durch die Gleichung 9, nämlich:

$$12)\quad \sin\alpha_{(13)} = \frac{\mathfrak{S}_2}{\sqrt{(\mathfrak{S}_1)^2+(\mathfrak{S}_2)^2+(\mathfrak{S}_3)^2}} = \cos\alpha_2,$$

und der Winkel, unter welchem das in der Ebene XY liegende Flächenelement getroffen wird, durch Gleichung 10, nämlich:

$$13)\quad \sin\alpha_{(12)} = \frac{\mathfrak{S}_3}{\sqrt{(\mathfrak{S}_1)^2+(\mathfrak{S}_2)^2+(\mathfrak{S}_3)^2}} = \cos\alpha_3.$$

Wenn nun aber das betrachtete Körperelement nicht, wie gewöhnlich angenommen werden soll, mit seinen Begrenzungsflächen in den Ebenen der Coordinatenaxen liegt, auf welche man die Kraftrichtungen bezogen hat, so bedarf die Bestimmung des Winkels, welcher nun von der resultirenden Spannung mit den einzelnen Flächenelementen des Körpers gebildet wird, einer weiteren Untersuchung.

Das Körperelement liegt mit seiner Grundfläche dv in einer Ebene, die nicht durch die Coordinatenaxen YZ, sondern durch zwei andere Coordinatenaxen Y′Z′ bestimmt wird, während seine Dicke in der zu Y′Z′ normalen Coordinatenaxe X′ liegt. Der Winkel, den die resultirende Spannung S nun mit der Ebene Y′Z′ bildet, ist wieder der Complementswinkel desjenigen, welchen die Axe X′ mit dieser Spannung S bildet, und nennen wir diesen Winkel α_1', jenen Winkel der Spannung S mit Y′Z′ aber $\alpha_{(23)}'$, so ist $\sin\alpha_{(23)}' = \cos\alpha_1'$.

Wenn nun die Axe X′ mit den drei Axen XYZ die Winkel φ_1 φ_2 und φ_3 bildet, so ist bekanntlich der Winkel α_1', den sie mit einer geraden Linie (Richtung der resultirenden Spannung S) bildet, welche gegen die Axen XYZ die Winkel α_1 α_2 α_3 macht, zu bestimmen durch:

$$14)\quad \left\{\begin{aligned}\cos\alpha_1' &= \cos\alpha_1\,.\,\cos\varphi_1 + \cos\alpha_2\,.\,\cos\varphi_2 + \cos\alpha_3\,.\,\cos\varphi_3\\ &= \sin\alpha_{(23)}'.\end{aligned}\right.$$

Durch diese Gleichung bestimmt sich also der Winkel, den die resultirende Spannung S mit dem Flächenelemente dv bildet, wenn letzteres nicht in der Coordinatenebene YZ liegt, sondern so, daß die Normale auf dv mit den drei Axen XYZ die Winkel φ_1 φ_2 φ_3 macht. Nun ist aber bekanntlich der Winkel φ_1 derselbe, den die Ebenen Y′Z′, mithin also auch das Flächenelement dv, mit der Ebene YZ bildet; der Winkel φ_2 ist derselbe, den die Ebene Y′Z′, mithin also auch dv mit der Ebene XZ bildet, und endlich der Winkel φ_3 ist derselbe, den die Ebene Y′Z′ und also auch dv mit der Ebene XY bildet.

Wenn ferner bezeichnet:

ψ_1 ψ_2 ψ_3 die Winkel, welche die Axe Y′ mit den drei Axen XYZ macht,

χ_1 χ_2 χ_3 die Winkel, welche die Axe Z′ mit den drei Axen XYZ macht,

ferner:

α_2' den Winkel der resultirenden Spannung mit der Axe Y′,

$\alpha_{(13)}' = 90^0 - \alpha_2'$ den Winkel der resultirenden Spannung mit der Ebene X′Z′,

α_3' den Winkel der resultirenden Spannung mit der Axe Z′,

$\alpha_{(12)}' = 90^0 - \alpha_3'$ den Winkel der resultirenden Spannung S mit der Ebene X′Y′,

so ergiebt sich nach denselben Gesetzen der analytischen Geometrie:

$$15)\quad \cos\alpha_2' = \sin\alpha_{(13)}' = \cos\alpha_1\cos\psi_1 + \cos\alpha_2\cos\psi_2 + \cos\alpha_3\,.\,\cos\psi_3,$$

$$16)\quad \cos\alpha_3' = \sin\alpha_{(12)}' = \cos\alpha_1\cos\chi_1 + \cos\alpha_2\cos\chi_2 + \cos\alpha_3\cos\chi_3.$$

Endlich aber besteht für die drei Winkel α_1' α_2' und α_3' die bekannte Beziehung

$$17)\quad \cos^2\alpha_1' + \cos^2\alpha_2' + \cos^2\alpha_3' = 1,$$

ebenso:

$$\cos^2\varphi_1 + \cos^2\varphi_2 + \cos^2\varphi_3 = 1$$

u. s. w., weil bekanntlich die Summe der Quadrate der Cosinus der Winkel, welche eine gerade Linie mit drei normalen Coordinatenaxen bildet, immer gleich 1 ist.

C. Verwandelung der Wirkungen der äußeren Kräfte in Spannungen.

§ 18. Innere und äußere Formveränderung, Querschnittsformen — Princip der Erhaltung der Querschnittsform.

Wir haben in § 9 und 10 gesehen, was wir unter den Spannungen in den einzelnen Flächenelementen zu verstehen haben, und daß namentlich diese Span-

nungen als Kräfte erscheinen, welche das Flächenelement in ihrer Richtung fortzubewegen streben, und welche durch die Widerstände im Gleichgewicht gehalten werden.

Denken wir uns nun einen Körper an der Grenze des Gleichgewichtes (§ 3) und betrachten wir nun irgend einen Querschnitt des Körpers, welcher einstweilen als eine Ebene angenommen werden mag (§ 7). Die Spannungen in den einzelnen Flächenelementen dieser Ebene, welche auf Formveränderung wirken, und welche durch die Widerstände an der Grenze des Gleichgewichtes aufgehoben werden, können nun eine solche Formveränderung in zweifacher Weise bewirken, wobei nicht ausgeschlossen ist, daß diese beiden Arten der Wirkung auf Formveränderung sowohl einzeln als gleichzeitig vorkommen können.

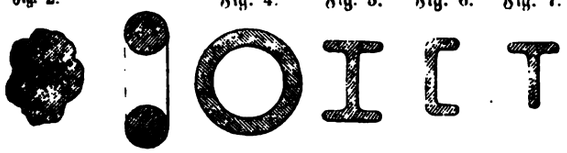
1) Die Spannungen wirken auf Formveränderung der Querschnittsfigur, d. h. sie erstreben eine Verschiebung der einzelnen Flächenelemente innerhalb der Ebene, in der sie liegen, ohne dabei diese Ebene selbst gegen die ihr parallelen übrigen Querschnittsebenen (§ 7) des Körpers zu verschieben; z. B. in der Weise, daß aus einer kreisförmigen Querschnittsfigur die Spannungen bestrebt sind, eine elliptische Figur zu bilden, oder so, daß sie aus einem Quadrat ein kleineres Quadrat, oder ein Rechteck oder einen Rhombus u. s. w. zu bilden streben. Diese Art der Formveränderung wollen wir „innere Formveränderung" nennen.

2) Die Spannungen wirken nicht auf innere Formveränderung; es bleibt daher die Querschnittsfigur in der betrachteten Ebene durchaus ungeändert, dagegen wirken die Spannungen auf Verschiebung dieser ganzen Figur gegen die ihr parallelen Querschnittsebenen des Körpers. Diese Art der Formveränderung nennen wir „äußere Formveränderung."

Betrachten wir ferner die allgemeine Form, welche die Querschnittsfigur eines Körpers haben kann, so lassen sich hier wieder zwei Hauptfälle unterscheiden.

1) Die Querschnittsfigur hat einen stetigen Zusammenhang, z. B. Figur 2 oder

Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5. Fig. 6. Fig. 7.



2) Die Querschnittsfigur hat keinen stetigen Zusammenhang, sie ist mit „Durchbrechungen" versehen, bildet also eigentlich zwei (Fig. 3) oder auch mehr einzelne geschlossene Figuren.

Im ersten Falle sagen wir, es finde ein „zusammenhängender", im anderen Falle sagen wir, es finde ein „durchbrochener" Querschnitt statt.

Die zusammenhängenden Querschnitte können wieder massiv (voll) sein, wie Fig. 2 oder hohl (Fig. 4) oder ausgeschnitten (Fig. 5 und 6) oder unterschnitten (Fig. 7) sein.

Eine allgemeine Theorie der inneren Formveränderungen hat die allergrößten Schwierigkeiten und würde zu sehr complicirten Gleichungen führen; sie kann in ihrer Allgemeinheit für Maschinen- und Bauconstructionen füglich entbehrt werden, und nur in besonderen Fällen, namentlich für durchbrochene Querschnitte, ebenso für hohle, ausgeschnittene und unterschnittene Querschnitte, kommt man in die Nothwendigkeit, zu untersuchen, welche Kräfte auf innere Formveränderung wirken, und dann auch immer nur zu dem Zweck, diese Kräfte durch besonders eingefügte Constructionen (Absteifungen) aufzuheben, so daß sie nicht im Stande sind, die angestrebte Veränderung der Querschnittsform wirklich hervorzubringen (Gitterbalken — Verstärkungsrippen).

Für diejenigen Materialien, deren man sich zur Herstellung von Maschinentheilen und Bauconstructionen bedient, kann man bei vollem Querschnitt immer mit Grund voraussetzen, daß, wenn der Körper den Kräften, die auf äußere Formveränderung wirken, genügenden Widerstand entgegensetzt, ein Gleiches auch für die Kräfte der Fall sei, welche auf innere Formveränderung wirken.

Für solche Querschnitte aber, wo dies nach den obigen Andeutungen nicht ohne Weiteres vorausgesetzt werden kann, werden wir später Gelegenheit nehmen, zu untersuchen, wie die erforderlichen Absteifungen beschaffen sein müssen, und welchen Spannungen sie ausgesetzt sind, damit sie eine solche innere Formveränderung verhindern; und unter der Voraussetzung, daß eine solche innere Formveränderung verhindert sei, werden wir auch für solche Querschnitte vorläufig nur die Kräfte zu betrachten haben, welche auf äußere Formveränderung wirken.

Diese Voraussetzung, daß bei den folgenden Untersuchungen eine Formveränderung der Querschnittsfigur (innere Formveränderung) nicht statt finde, wollen wir das **„Princip der Erhaltung der Querschnittsform"** nennen.

§ 19. Festgehaltener und abgeschnittener Körpertheil. — Allgemeine Methode zur Bestimmung des Zusammenhanges zwischen den äußeren Kräften und den Spannungen.

Lassen wir das im vorigen Paragraphen aufgestellte Princip der Erhaltung der Querschnittsform gelten, so sind die auf einem festen Körper angebrachten Kräfte nur in ihrem Bestreben auf äußere Formveränderung

zu betrachten, d. h. es ist nur zu untersuchen, welche Verschiebung dieselben in irgend einer Durchschnittsebene des Körpers gegen eine mit derselben parallele Ebene erstreben. Hiebei kommt es also gar nicht auf die absolute Bewegung an, welche die auf einen Körper wirkenden Kräfte irgend einer Durchschnittsebene zu ertheilen suchen, sondern nur auf die relative Bewegung, welche sie dieser Ebene gegen die benachbarte, unendlich nahe liegende Parallelebene zu geben streben. Wir können daher diese benachbarte Ebene als ruhend, d. h. hier als absolut festgehalten ansehen, und die betrachtete Ebene als gegen diese festgehaltene Ebene der Verschiebung unterworfen uns vorstellen. Wenn wir also die auf relative Verschiebung des betrachteten Querschnittes wirkenden Kräfte untersuchen, so denken wir uns stets den Körper durch diesen Querschnitt in zwei Theile getheilt, den einen Theil als absolut festgehalten, den anderen Theil dagegen durch die auf denselben wirkenden Kräfte der Verschiebung unterworfen. Alle diejenigen äußeren Kräfte nun, deren Angriffspunkte in den festgehaltenen Theil des Körpers fallen, können auf Verschiebung des anderen Theiles, den wir als abgeschnittenen Theil des Körpers bezeichnen wollen, nicht wirken. Dagegen wirken alle diejenigen äußeren Kräfte, deren Angriffspunkte in den abgeschnittenen Theil oder auch nur in die betrachtete Durchschnittsfigur fallen, auf Verschiebung dieser betrachteten Durchschnittsfigur gegen die ihr parallele benachbarte Begrenzungsfigur des festgehaltenen Körpertheils.

Diese Vorstellung führt uns zu folgender Methode der Untersuchung:

Wenn wir die Spannungen der Flächenelemente in irgend einer Querschnittsfigur eines durch äußere Kräfte beanspruchten Körpers an der Grenze des Gleichgewichtes und unter Geltung des Principes der Erhaltung der Querschnittsform (§ 18) bestimmen wollen, so denken wir stets den Körper durch die betrachtete Querschnittsfigur in zwei Theile zerschnitten, einen festgehaltenen und einen abgeschnittenen Theil, und betrachten die äußeren Kräfte, deren Angriffspunkte in den abgeschnittenen Theil mit Einschluß der Durchschnittsfläche fallen, als solche, welche eine Bewegung der Durchschnittsfigur anstreben. Hierbei ist es vollkommen gleichgiltig, welcher der beiden Theile des Körpers als der festgehaltene und welcher als der abgeschnittene Theil angesehen werden soll; dies bestimmt sich lediglich nach den Rücksichten, welche für die Erleichterung der Anschauung maaßgebend sind. Hierauf bestimmen wir die Kräfte (Spannungen § 9 und 10), welche, in den einzelnen Flächenelementen wirksam gedacht, dieselbe Wirkung auf die Bewegung der Durchschnittsfigur äußern werden, welche die äußeren Kräfte des abgeschnittenen Theiles hervorbringen.

Sieht man den zuerst als abgeschnitten betrachteten Theil des Körpers nunmehr als festgehalten, und den vorhin als festgehalten angenommenen Theil nunmehr als abgeschnitten an, so ändert dies in der Betrachtung weiter nichts, als daß diejenigen Kräfte, welche vorhin als Spannungen aufzufassen waren, nunmehr als Widerstände erscheinen, und umgekehrt, daß diejenigen Kräfte, welche vorhin als Widerstände erschienen, nunmehr als Spannungen in Betracht kommen.

§ 20. Beziehungen zwischen den äußeren Kräften und den Spannungen. Herleitung der Componente der resultirenden Spannung in einem beliebigen Flächenelemente.

Denken wir uns einen Körper, auf welchen äußere Kräfte einwirken, unter den bisher gemachten Voraussetzungen, durch eine beliebige Ebene in einen festgehaltenen und in einen abgeschnittenen Theil zerlegt. Wir nehmen im Folgenden, der früheren Annahme entsprechend, die Axe der X normal zu der gebildeten Durchschnittsfigur, die Axe der Y und die Axe der Z normal zu einander und in der Ebene der Durchschnittsfigur liegend an. Die sämmtlichen auf den abgeschnittenen Theil wirkenden äußeren Kräfte (§ 19) zerlegen wir in ihren Angriffspunkten nach der Richtung der drei Axen. Es sei

K_1 die Summe der Componenten nach der X-Axe,
K_2 „ „ „ „ „ „ Y-Axe,
K_3 „ „ „ „ „ „ Z-Axe,

so ist bekanntlich:

18) $K_1 = \Sigma(P.\cos\beta_1)$; $K_2 = \Sigma(P.\cos\beta_2)$; $K_3 = \Sigma(P.\cos\beta_3)$,

wenn P im Allgemeinen eine beliebig große und beliebig gerichtete Kraft, und $\beta_1\ \beta_2\ \beta_3$ die Winkel bezeichnet, welche sie mit den drei Axen bildet. (Lehre von den einfachen Maschinentheilen II S. 97.)

Ferner ist das Kräftepaar für die Wirkung auf Drehung:

19)
$\Sigma(P . \sin\beta_1 . e_1)$ für Drehung um die X-Axe,
$\Sigma(P . \sin\beta_2 . e_2)$ „ „ „ „ Y-Axe,
$\Sigma(P . \sin\beta_3 . e_3)$ „ „ „ „ Z-Axe,

worin $e_1\ e_2\ e_3$ die kürzesten Entfernungen der Richtungslinien der Kräfte P von den drei Axen bezeichnen.

Endlich ist nach bekannten mechanischen Gesetzen das Kräftepaar für die Wirkung auf Drehung auch:

20)
$\Sigma(P\cos\beta_2\, l_3) + \Sigma(P . \cos\beta_3\, l_2)$ für Drehung um die X-Axe,
$\Sigma(P\cos\beta_1\, l_3) + \Sigma(P . \cos\beta_3\, l_1)$ für Drehung um die Y-Axe,
$\Sigma(P\cos\beta_1\, l_2) + \Sigma(P . \cos\beta_2\, l_1)$ für Drehung um die Z-Axe.

worin $l_1\ l_2\ l_3$ die Coordinaten der Angriffspunkte der Kräfte P bezeichnen.

Wenn nun die in den einzelnen Flächenelementen wirksam gedachten Spannungen dieselbe Wirkung haben sollen, wie die an dem abgeschnittenen Theile angebrachten äußeren Kräfte (§ 9 und 10), so müssen offenbar sowohl die Summen aller Spannungs-Componenten nach den Richtungen der drei Axen einzeln gleich $K_1\ K_2\ K_3$ sein, als auch die Momente der einzelnen Spannungen in Bezug auf die drei Axen einzeln gleich den Werthen der Gleichung 19 oder 20 sein.

Die Aufgabe ist nun:

die in den einzelnen Flächenelementen wirkenden Spannungen, unter Voraussetzung der Erhaltung der Querschnittsform, so zu bestimmen, daß sie den eben genannten Bedingungen entsprechen.

Zur Lösung dieser Aufgabe denken wir die in den verschiedenen Flächenelementen wirkenden, im Allgemeinen verschieden großen und verschieden gerichteten Spannungen dS nach den Richtungen der drei Axen in ihren Angriffspunkten zerlegt in die Componenten dS_1, dS_2, dS_3. Nun stellen wir uns vor, daß jede dieser einzelnen Componenten wieder aus zwei Summanden bestehe, die wir mit den oberen Marken ^{0} und ^{m} bezeichnen wollen, so daß ist:

$$20a)\qquad \begin{cases} dS_1 = dS_1^{\,0} + dS_1^{\,m}, \\ dS_2 = dS_2^{\,0} + dS_2^{\,m}, \\ dS_3 = dS_3^{\,0} + dS_3^{\,m}. \end{cases}$$

Von diesen beiden Summanden sollen die mit der Marke ^{0} bezeichneten ganz allein den Wirkungen der äußeren Kräfte, welche auf fortschreitende Bewegung gerichtet sind, entsprechen, ohne dabei selbst auf Drehung zu wirken, ihr Gesammtmoment in Bezug auf diejenige Axe, um welche die äußeren Kräfte die Querschnittsfigur zu drehen suchen, muß daher Null sein. Dagegen sollen die mit der Marke ^{m} bezeichneten Summanden ganz allein der Wirkung der äußeren Kräfte auf Drehung der Querschnittsfigur entsprechen, ohne selbst auf fortschreitende Bewegung zu wirken; ihre Gesammtsumme muß also Null sein.

Nennen wir x, y und z die Coordinaten der Angriffspunkte der Spannungen, so sind x y z nichts anderes, als die Coordinaten der Flächenelemente der Querschnittsfigur, und wenn wir den Anfangspunkt des Coordinatensystems in die Querschnittsfigur selbst verlegen, so ist überall $x = 0$; wenn nun auch noch die Coordinatenaxen als zusammenfallend mit denjenigen Axen gedacht werden, um welche die äußeren Kräfte eine Drehung der Durchschnittsfigur anstreben, so haben wir nun folgende Bedingungsgleichungen:

$$\begin{cases} \Sigma dS_1^{\,0} = K_1 = \Sigma P \cdot \cos\beta_1, \\ \Sigma dS_2^{\,0} = K_2 = \Sigma P \cdot \cos\beta_2, \\ \Sigma dS_3^{\,0} = K_3 = \Sigma P \cdot \cos\beta_3, \end{cases}$$

wobei gleichzeitig:

$$21a)\qquad \begin{cases} \Sigma(dS_2^{\,0}\, z) + \Sigma(dS_3^{\,0}\, y) = 0, \\ \Sigma(dS_1^{\,0}\, z) = 0, \\ \Sigma(dS_1^{\,0}\, y) = 0, \end{cases}$$

und ferner haben wir in Bezug auf Drehung:

$$22)\qquad \begin{cases} \Sigma(dS_2^{\,m} \cdot z) + \Sigma d(S_3^{\,m} \cdot y) = \Sigma(P \cos\beta_2\, l_3) \\ \qquad\qquad + \Sigma(P \cdot \cos\beta_3\, l_2), \\ \Sigma(dS_1^{\,m}\, z) = \Sigma(P \cos\beta_1\, l_3) + \Sigma(P \cdot \cos\beta_3\, l_1), \\ \Sigma(dS_1^{\,m}\, y) = \Sigma(P \cos\beta_1\, l_2) + \Sigma(P \cdot \cos\beta_2\, l_1), \end{cases}$$

wobei gleichzeitig sein muß:

$$22a)\qquad \begin{cases} \Sigma(dS_1^{\,m}) = 0, \\ \Sigma(dS_2^{\,m}) = 0, \\ \Sigma(dS_3^{\,m}) = 0. \end{cases}$$

Nun aber ist zu bemerken, daß die Spannungen, welche mit ^{0} markirt sind, der Querschnittsfigur ganz allein eine fortschreitende Bewegung zu ertheilen streben; dies ist nur möglich, wenn sie jedem Punkte der Figur eine gleich große Verschiebung zu ertheilen streben; es wird also auch $dS_1^{\,0}$ für jeden Punkt der Durchschnittsfigur gleich groß sein, und da überall zu setzen ist (§ 12, Gleichung 2)

$$dS_1^{\,0} = dv \cdot \mathfrak{S}_1^{\,0},$$

so ist auch

$$23)\qquad \Sigma(dS_1^{\,0}) = \Sigma(dv \cdot \mathfrak{S}_1^{\,0}) = \mathfrak{S}_1^{\,0}\, \Sigma dv = \mathfrak{S}_1^{\,0}\, v,$$

wenn v der Flächeninhalt des Querschnittes und $\mathfrak{S}_1^{\,0}$ die specifische Spannung in demselben bedeutet, welche von der überall gleich großen absoluten Spannung $dS_1^{\,0}$ herrührt, und folglich auch überall gleich groß ist. Führen wir den Werth für $\Sigma dS_1^{\,0}$ und die analogen Werthe für $\Sigma dS_2^{\,0}$ und $\Sigma dS_3^{\,0}$ in die Gleichung 21 ein, so ergiebt sich:

$$24)\qquad \begin{cases} \mathfrak{S}_1^{\,0} \cdot v = K_1 = \Sigma(P \cdot \cos\beta_1), \\ \mathfrak{S}_2^{\,0}\ v = K_2 = \Sigma(P \cdot \cos\beta_2), \\ \mathfrak{S}_3^{\,0}\ v = K_3 = \Sigma(P \cdot \cos\beta_3). \end{cases}$$

Zugleich muß sein, wenn man die Gleichung 21a benutzt:

$$24a)\qquad \begin{cases} \mathfrak{S}_2^{\,0} \cdot \Sigma(dv \cdot z) + \mathfrak{S}_3^{\,0} \cdot \Sigma(dv \cdot y) = 0, \\ \mathfrak{S}_1^{\,0} \cdot \Sigma(dv \cdot z) = 0, \\ \mathfrak{S}_2^{\,0} \cdot \Sigma(dv \cdot y) = 0. \end{cases}$$

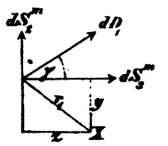
Betrachten wir aber die mit ^{m} markirten Spannungen, so haben sie das Bestreben, Drehungen der Durchschnittsfigur um gewisse Axen hervorzubringen; wenn bei einer solchen Drehung der Figur die Form derselben erhalten bleiben soll, so müssen die einzelnen Punkte der Figur um die Drehungsaxe in einem unendlich kleinen Zeitelement Wegelemente beschreiben, welche unendlich kleine concentrische Bögen darstellen, die alle einem gemeinschaftlichen Drehungswinkel angehören. Es verhalten sich also diese Wegelemente, welche die einzelnen Flächenelemente beschreiben werden, wie diese Bogenelemente, und also auch wie die Abstände der Flächenelemente von der Drehungsaxe. Die Kräfte (Spannungen) aber, welche im Stande sein würden, die einzelnen Flächenelemente

durch die entsprechenden Wegelemente zu bewegen, müssen sich verhalten, wie diese Wegelemente, also auch, wie die Abstände der Flächenelemente von der Drehare.

Bezeichnen wir die Abstände der Flächenelemente von den Drehaxen mit $r_1\, r_2\, r_3$, und nennen wir die Spannung in dem Abstande gleich 1 von der Drehare dR, die entsprechende specifische Spannung $\mathfrak{R}$, so ist:

$$\mathfrak{R} = \frac{dR}{dv};\quad dR = \mathfrak{R}\,.\,dv \quad \text{(Gleichung 2)}$$

Fig. 8



Nun bezeichne dD die zu r normale auf Drehung um die betreffende Axe wirkende Spannung, D aber die entsprechende specifische Spannung, so ist: (Fig 8)

$$dR : dD = 1 : r$$

$$25)\quad \begin{cases} dD = r\,.\,dR \\ D = r\,.\,\mathfrak{R}. \end{cases}$$

Es ist aber, wie leicht ersichtlich (Fig. 8), das auf Drehung um die X-Axe wirkende Moment der Spannung D:

$$26)\quad r_1\,dD_1 = dS_2^m\,.\,z + dS_3^m\,.\,y = S_2^m\,z\,.\,dv + S_3^m\,.\,dv\,.\,y = dv\,(S_2^m\,.\,z + S_3^m\,y) = r_1^2\,\mathfrak{R}_1\,dv.$$

Daraus folgt:

$$27)\quad S_2^m\,z + S_3^m\,y = r_1^2\,.\,\mathfrak{R}_1$$

und, da auch $r_1^2 = z^2 + y^2$ ist, so ist auch

$$28)\quad \begin{cases} S_2^m\,z + S_3^m\,y = \mathfrak{R}_1\,(y^2 + z^2) \text{ und mit Rücksicht auf Gleichung 26.} \\ dS_2^m\,z + dS_3^m\,y = \mathfrak{R}_1\,(y^2 + z^2)\,dv. \end{cases}$$

Nennen wir noch den Winkel, welchen die Richtung dD mit der Z-Axe macht, γ, so ist (Fig. 8):

$$dS_3^m = dD_1\,.\,\cos\gamma = dD_1\,.\,\frac{y}{r} =$$

$$29)\quad \begin{cases} dS_3^m = dR_1\,y = \mathfrak{R}_1\,y\,.\,dv, \\ \text{und ebenso ist} \\ dS_2^m = \mathfrak{R}_1\,.\,z\,.\,dv. \end{cases}$$

Beachten wir ferner, daß $r_2 = z$; $r_3 = y$ ist, so folgt:

$$30)\quad \begin{cases} \text{für die Drehung um die Y-Axe:} \\ r_2\,dD_2 = r_2^2\,.\,dR_2 = \mathfrak{R}_2\,.\,z^2\,.\,dv, \\ \text{für die Drehung um die Z-Axe:} \\ r_3\,.\,dD_3 = r_3^2\,.\,dR_3 = \mathfrak{R}_3\,y^2\,.\,dv, \end{cases}$$

woraus sich noch ergiebt:

$$31)\quad dS_1^m = \mathfrak{R}_2\,.\,z\,.\,dv + \mathfrak{R}_3\,.\,y\,.\,dv.$$

Und wenn wir diese Werthe in die Gleichungen 22 und 22a einsetzen, so folgt:

$$32)\quad \begin{cases} \mathfrak{R}_1\,.\,\Sigma[(z^2+y^2)\,dv] = \Sigma(P\,.\,\cos\beta_2 l_3) + \Sigma(P\,.\,\cos\beta_3\,.\,l_2) \\ \mathfrak{R}_2\,.\,\Sigma(z^2\,.\,dv) = \Sigma(P\,.\,\cos\beta_1 l_3) + \Sigma(P\,.\,\cos\beta_3\,.\,l_1) \\ \mathfrak{R}_3\,.\,\Sigma(y^2\,dv) = \Sigma(P\,\cos\beta_1 l_2) + \Sigma(P\,.\,\cos\beta_2\,.\,l_1) \end{cases}$$

wobei zugleich sein muß:

$$32a)\quad \begin{cases} \mathfrak{R}_2\,.\,\Sigma(dv\,.\,z) + \mathfrak{R}_3\,\Sigma(dv\,.\,y) = 0, \\ \mathfrak{R}_1\,\Sigma(dv\,.\,z) = 0, \\ \mathfrak{R}_1\,\Sigma(dv\,.\,y) = 0. \end{cases}$$

Die Bedingungsgleichungen 24a und 32a werden auf dieselbe Weise erfüllt, nämlich, wenn $\Sigma(dv\,.\,y) = 0$ und wenn $\Sigma(dv\,.\,z) = 0$ ist. Beide Ausdrücke stellen die statischen Momente der Querschnittsfigur dar, und da dieselben auch für jede durch den Schwerpunkt der Figur gehende Axe gleich Null werden, so folgt aus diesen Bedingungsgleichungen,

daß die Drehungen, welche von den äußeren Kräften, oder von den in ihren Wirkungen denselben gleichen Spannungen, in Bezug auf die Durchschnittsfigur angestrebt werden, stets um Axen stattfinden, welche durch den Schwerpunkt der Querschnittsfigur gehen, vorausgesetzt: Erhaltung der Form der Durchschnittsfigur.

Die äußeren Kräfte haben also, wie die ihnen in ihren Wirkungen gleichen Spannungen das Bestreben, die Durchschnittsfigur in der Weise zu verschieben, daß sie derselben im Allgemeinen folgende auf drei normale Coordinatenaxen bezogene Bewegungen zu ertheilen streben:

a) eine geradlinige Bewegung, welche für alle Theile der Figur mit dem Schwerpunkt gemeinsam angestrebt wird,

b) eine drehende Bewegung, welche um drei durch den Schwerpunkt der Durchschnittsfigur gehende, mit den angenommenen Coordinatenaxen parallele Axen angestrebt wird.

Dieses Resultat läßt sich auch ohne Weiteres aus den allgemeinen Gesetzen herleiten, welche für die Bewegung eines durch äußere Kräfte beanspruchten Körpers gelten, und welche, wie die Mechanik lehrt, mit dem oben dargestellten Gesetz übereinstimmen.

Im Folgenden denken wir immer, wenn nicht ausdrücklich anders bemerkt wird, den Anfangspunkt des Coordinatensystems in den Schwerpunkt der Durchschnittsfigur verlegt, die Axen Y und Z in der Ebene der Durchschnittsfigur liegend, und die Axe der X normal zu dieser Ebene im Schwerpunkte stehend.

Die Ausdrücke

$$\Sigma(y^2\,.\,dv),\quad \Sigma(z^2\,.\,dv) \text{ und } \Sigma(z^2+y^2)\,dv$$

sind von der geometrischen Form der Durchschnittsfigur abhängig; wir bezeichnen sie künftig als die Biegungsmomente (Trägheitsmomente) der Querschnittsfigur und bezeichnen das

Biegungsmoment für die Y-Axe $\Sigma(z^2\,.\,dv)$ mit B_2,
„ „ „ Z-Axe $\Sigma(y^2\,.\,dv)$ „ B_3,
„ „ „ X-Axe $\Sigma(y^2+z^2)\,dv$ „ B_1.

Es ist, wie leicht ersichtlich,

$$33)\quad B_1 = B_2 + B_3.$$

Auch hat man bekanntlich das Gesetz

$$34)\quad B_{(a)} = B + v\,.\,a^2,$$

wenn $B_{(a)}$ das Biegungsmoment einer Figur in Bezug auf eine beliebige Axe bezeichnet, B das Biegungsmoment auf eine mit dieser beliebigen Axe parallele und durch den Schwerpunkt der Figur gehende Axe, und wenn endlich a den kürzesten Abstand beider Axen bezeichnet, wobei wie immer v den Flächeninhalt der Figur bedeutet.

Wir wollen ferner der Kürze wegen die auf Drehung wirkenden Momente der äußeren Kräfte mit M bezeichnen, dann ist zu setzen:

35)
$$\begin{cases} \text{für Drehung um die X-Axe:} \\ \mathfrak{M}_1 = \Sigma(P \cdot \cos\beta_2 \, l_3) + \Sigma(P \cdot \cos\beta_3 \, l_2), \\ \text{für Drehung um die Y-Axe:} \\ \mathfrak{M}_2 = \Sigma(P \cdot \cos\beta_1 \, l_3) + \Sigma(P \cdot \cos\beta_3 \, l_1), \\ \text{für Drehung um die Z-Axe:} \\ \mathfrak{M}_3 = \Sigma(P \cdot \cos\beta_1 \, l_2) + \Sigma(P \cdot \cos\beta_2 \, l_1). \end{cases}$$

Hierdurch nehmen die Gleichungen 32 folgende bequemere Form an:

36)
$$\begin{cases} \mathfrak{R}_1 B_1 = \mathfrak{R}_1 (B_2 + B_3) = \mathfrak{M}_1, \\ \mathfrak{R}_2 B_2 = \mathfrak{M}_2, \\ \mathfrak{R}_3 B_3 = \mathfrak{M}_3. \end{cases}$$

Aus diesen Gleichungen folgt nun:

37)
$$\begin{cases} \mathfrak{R}_1 = \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_1} = \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_2 + B_3}, \\ \mathfrak{R}_2 = \dfrac{\mathfrak{M}_2}{B_2}, \\ \mathfrak{R}_3 = \dfrac{\mathfrak{M}_3}{B_3}. \end{cases}$$

Nun ist, wenn wir diese Werthe in die Gleichungen 31 und 29 einsetzen:

38)
$$\begin{cases} dS_1^m = \dfrac{\mathfrak{M}_2}{B_2} \cdot z \cdot dv + \dfrac{\mathfrak{M}_3}{B_3} y \cdot dv, \\ dS_2^m = \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_1} z \cdot dv = \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_2 + B_3} \cdot z \cdot dv, \\ dS_3^m = \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_1} y \cdot dv = \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_2 + B_3} y \cdot dv. \end{cases}$$

Ferner ist mit Rücksicht auf Gleichung 24:

39)
$$\begin{cases} dS_1^0 = \mathfrak{S}_1^0 \cdot dv = \dfrac{K_1}{v} \cdot dv, \\ dS_2^0 = \mathfrak{S}_2^0 \, dv = \dfrac{K_2}{v} \cdot dv, \\ dS_3^0 = \mathfrak{S}_3^0 \, dv = \dfrac{K_3}{v} \cdot dv. \end{cases}$$

Und wenn wir nun diese Werthe in die Gleichung 20a einsetzen, so ergiebt sich die specifische Spannung in jedem Flächenelement nach der Richtung der drei Axen:

40)
$$\begin{cases} \mathfrak{S}_1 = \dfrac{K_1}{v} + \dfrac{\mathfrak{M}_2}{B_2} z - \dfrac{\mathfrak{M}_3}{B_3} y = \dfrac{dS_1}{dv}, \\ \mathfrak{S}_2 = \dfrac{K_2}{v} - \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_1} z = \dfrac{K_2}{v} - \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_2 + B_3} \cdot z = \dfrac{dS_2}{dv}, \\ \mathfrak{S}_3 = \dfrac{K_3}{v} + \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_1} y = \dfrac{K_3}{v} + \dfrac{\mathfrak{M}_1}{B_2 + B_3} \cdot y = \dfrac{dS_3}{dv}. \end{cases}$$

Hiermit ist denn die Aufgabe gelöst, die Spannungen in den einzelnen Flächenelementen zu bestimmen. In der Gleichung 40 bedeuten:

$\mathfrak{M}_1 \, \mathfrak{M}_2 \, \mathfrak{M}_3$ die Werthe der Gleichungen 35,
$K_1 \, K_2 \, K_3$ die Werthe der Gleichungen 18,
v den Flächeninhalt der Querschnittsfigur,
$B_1 \, B_2 \, B_3$ die Biegungsmomente der Querschnittsfigur in Bezug auf die drei durch den Schwerpunkt gehenden Coordinatenaxen,
y und z die Coordinaten des betreffenden Flächenelementes.

Nun hat man Gelegenheit, die Gesetze der Paragraphen 16 und 17 zur Anwendung zu bringen, und sowohl die resultirende Spannung in jedem Flächenelement, als auch die Winkel zu bestimmen, welche dieselbe mit den Begrenzungsflächen der Körperelemente bildet.

D. Bestimmung der größten specifischen Spannungen und der Maximalwerthe, welche dieselben erreichen dürfen.

§ 21. Bestimmung der relativ größten und der absolut größten Spannung.

Denken wir einen festen Körper nach den Andeutungen des Paragraphen 7 durch unendlich viele parallele Ebenen in unendlich dünne Schichten zerschnitten; denken wir ferner für jede Durchschnittsfigur den Schwerpunkt bestimmt, und denken wir alle diese Schwerpunkte in ihrer Reihenfolge durch eine Linie aufgenommen, so nennen wir diese Linie die Axe des Körpers.

Wenn wir nun für jeden einzelnen Querschnitt die Spannungen seiner Elemente ermitteln wollen nach den Gesetzen des § 20, so wird nach und nach jeder Punkt der Axe als Anfangspunkt des Coordinatensystems betrachtet werden müssen, die X-Axe wird in diesem Punkte normal zur Querschnittsfigur, die Y und Z-Axe in der Querschnittsfigur liegend gedacht werden, die Werthe $l_1 \, l_2 \, l_3$ sind die Coordinaten der Angriffspunkte der äußeren Kräfte des abgeschnittenen Körpertheiles (§ 19 und 20) auf diesen Axen gemessen, und v ist der Flächeninhalt der Durchschnittsfigur.

Von allen den unendlich vielen Durchschnittsfiguren, welche der Körper in dem betrachteten Punkte der Axe haben kann, und deren Schwerpunkt dieser betrachtete Punkt ist, wird offenbar diejenige relativ die größten specifischen Spannungen in den einzelnen Elementen liefern, für welche gleichzeitig $B_1 \, B_2 \, B_3$ und v den kleinsten Werth liefern, denn diese Werthe kommen in den Gleichungen 40 überall im Nenner vor. Da nun aber $B_1 \, B_2 \, B_3$ als Functionen von v sich darstellen lassen, und zwar als solche Functionen, die mit v wachsen, so läßt sich einsehen, daß im Allgemeinen diejenige Durchschnittsfigur

deren Schwerpunkt in der Axe des Körpers liegt, relativ die größten Spannungen geben wird, welche den kleinsten Werth von v, d. h., den kleinsten Flächeninhalt hat. Freilich ist hiermit nicht zugleich festgestellt, daß auch gleichzeitig die Werthe K_1 K_2 K_3 und $\mathfrak{M}_1$ $\mathfrak{M}_2$ $\mathfrak{M}_3$, welche von dem Werthe der äußeren Kräfte des durch diese Figur abgeschnittenen Körpertheiles und von der Lage der Angriffspunkte dieser äußeren Kräfte gegen die Durchschnittsfigur abhängig sind, nun auch für diese kleinste Durchschnittsfigur zugleich den größten Werth bekommen, so daß immer noch die Möglichkeit offen bleibt, daß für irgend eine andere, durch denselben Punkt der Axe gehende Durchschnittsfigur die Ausdrücke $\frac{K_1}{v}$, $\frac{\mathfrak{M}_1}{B_1}$ u. s. w. größere Werthe annehmen können, als dies für die kleinste Durchschnittsfigur stattfindet. Allein diese Untersuchungen sind so sehr von der Eigenthümlichkeit des speciellen Falles bedingt, daß man hier nur auf die Möglichkeit eines solchen Umstandes aufmerksam machen und daher nur unter dem Vorbehalt, daß in gewissen speciellen Fällen die vorzunehmenden Untersuchungen nicht andere Resultate liefern, den Satz aufstellen kann:

Von allen Durchschnittsfiguren eines Körpers, welche durch einen bestimmten Punkt einer Schwerpunktsaxe desselben gehen, und deren Schwerpunkt in dieser Axe liegt, haben diejenigen die relativ größten Spannungen, welche den kleinsten Flächeninhalt haben.

Noch ist hervorzuheben, daß ein Körper mehrere, ja unter Umständen unendlich viele Schwerpunktsaxen haben kann. In diesem Falle hat man im Allgemeinen diejenigen Schwerpunktsaxen allein zu untersuchen, welche die kleinsten Querschnitte liefern, oder diejenigen, welche die größten Werthe für K_1 $\mathfrak{M}_1$ u. s. w. liefern, genauer diejenigen, für welche $\frac{K_1}{v}$ und $\frac{\mathfrak{M}_1}{B_1}$ u. s. w. Maxima werden können.

In den bei weitem meisten Fällen, welche bei Maschinen und Bauconstructionen vorkommen, bieten diese Untersuchungen keine Schwierigkeiten dar; sie ergeben sich ohne Weiteres aus der Natur des vorliegenden Falles, und gewöhnlich ist die Lage der allein in Betracht zu ziehenden Schwerpunktsaxe nicht zweifelhaft; die kleinsten Querschnitte sind dann gewöhnlich normal zu dieser Schwerpunktsaxe.

Unter allen Flächenelementen desselben Querschnittes hat im Allgemeinen dasjenige die größte Spannung, für welches gleichzeitig y und z die größten Werthe haben; sind die mit y multiplicirten Factoren gleich Null, so kommt es natürlich nur auf den größten Werth von z an, und umgekehrt.

Schließlich hat man jedesmal zu untersuchen, welche von allen größten Spannungen in den einzelnen kleinsten Querschnitten die absolut größte ist. Diese darf dann höchstens gleich der in § 19 angedeuteten zulässigen Maximalspannung sein.

§ 22. Körper von gleicher Widerstandsfähigkeit. Zug- und Druckspannungen. — Proportionirter Querschnitt.

Wenn ein Körper eine solche Form hat, daß sich die relativ größten specifischen Spannungen in allen einzelnen kleinsten Querschnitten als untereinander gleich groß ergeben, so also, daß keine ein absolutes Maximum ist (§ 21), so nennen wir einen solchen Körper einen Körper von gleicher Widerstandsfähigkeit.

Denken wir uns in den einzelnen Flächenelementen irgend eines Querschnittes die entsprechenden Spannungen angebracht, so haben nach dem Früheren diese Spannungen das Bestreben, die einzelnen Flächenelemente nach der Richtung, in welcher sie wirken, gegen den festgehaltenen Theil des Körpers zu verschieben. Diese Verschiebung kann nun bei den normalen und bei den schiefen Spannungen entweder in der Weise erstrebt werden, daß die Spannungen das Flächenelement, auf welches sie wirken, von der Querschnittsfigur des festgehaltenen Theiles zu entfernen streben, oder so, daß sie dasselbe dieser Durchschnittsfigur zu nähern streben. — Spannungen, welche im erstgenannten Sinne wirken, nennen wir Zugspannungen oder ziehende Spannungen, und solche Spannungen, welche im letztgenannten Sinne wirken, nennen wir Druckspannungen oder drückende Spannungen.

Bei den Querspannungen dagegen ist die Verschiebung, welche sie dem Flächenelemente zu ertheilen streben, weder auf Entfernung, noch auf Näherung des Flächenelementes gegen die Ebene des Querschnittes gerichtet, sondern lediglich auf Verschiebung des Flächenelementes in dieser Ebene selbst. Da bei dieser Art der Spannungen keine ähnliche Verschiedenheit in der Wirkung, wie bei den Normalspannungen und bei den schiefen Spannungen vorkommt, so bezeichnen wir sie auch ferner einfach als Querspannungen. Wir haben hiernach zu unterscheiden:

normale und schiefe Zugspannungen,
normale und schiefe Druckspannungen,
Querspannungen.

Wenn in einer Querschnittsfigur sowohl Zugspannungen, als auch Druckspannungen vorkommen, so ist die größte Zugspannung im Allgemeinen ein aliquoter Theil der zulässigen Maximalspannung für den Zug, die größte Druckspannung ebenso im Allgemeinen ein aliquoter Theil der zulässigen Maximalspannung für den Druck (§ 14). Einen Querschnitt, in welchem beide Verhältnisse (aliquote Theile) gleich

grenze) zwar im Allgemeinen verschieden, je nachdem die angebrachten Spannungen auf Entfernung (Zug) oder Näherung (Druck) oder auf seitliche Verschiebung (Querschub) des Flächenelementes gegen den festgehaltenen Querschnitt wirken, aber sie ist unabhängig von dem Winkel, welchen die resultirende Spannung gegen das Flächenelement macht.

Sollte dieses Gesetz durch eine wohl begründete Theorie oder durch Versuche widerlegt werden, so würde dadurch in allen übrigen Betrachtungen, die wir bisher angestellt haben, nichts geändert werden. Der Paragraph 17 zeigt, wie man den Winkel bestimmen könne, den die resultirende Spannung mit dem Flächenelemente bildet, und wir würden dann nur, dem so bestimmten Winkel gemäß, den zulässigen Maximalwerth zu ermitteln haben, und den so ermittelten Werth anstatt des hier innerhalb gewisser Grenzen als constant angenommenen Werthes einzusetzen haben.

In Folgendem bezeichnen wir mit:

$k_{(z)}$ den zulässigen Maximalwerth der specifischen Zugspannung;

$k_{(d)}$ den zulässigen Maximalwerth der specifischen Druckspannung;

$k_{(q)}$ den zulässigen Maximalwerth der specifischen Querspannung.

$K_{(z)}$ $K_{(d)}$ $K_{(q)}$ bezeichnen in gleicher Weise die specifischen Spannungen der Elasticitätsgrenze.

§ 24. Allgemeine Methode, eine Construction auf ihre Festigkeit zu untersuchen. — Bestimmung, welcher Art die resultirende Spannung sei.

Um eine Construction auf ihre Festigkeit zu prüfen, haben wir hiernach nur nach § 20, Gleichung 40, und nach § 21 die absolut größten resultirenden specifischen Spannungen zu bestimmen, welche in derselben, zufolge der Einwirkung der äußeren Kräfte, vorkommen können, und zwar einzeln:

die absolut größte Spannung, welche auf Zug wirkt,

die absolut größte Spannung, welche auf Druck wirkt,

die absolut größte Spannung, welche auf Querverschiebung wirkt,

und nun zu vergleichen, ob die so ermittelten Werthe höchstens gleich, oder kleiner sind, als die Werthe $k_{(z)}$ $k_{(d)}$ $k_{(q)}$. Ist Solches der Fall, so bietet die Construction die nothwendige Sicherheit dar; ist Solches nicht der Fall, so ist die Construction bleibenden Formveränderungen unterworfen.

Bei diesen Untersuchungen handelt es sich dann immer noch darum, zu bestimmen, ob eine gefundene resultirende Spannung als Zugspannung, Druckspannung oder Querspannung zu betrachten sei. Hierüber entscheidet der Werth S_1.

Ist $S_1 = 0$, so ist gar keine Normalspannung vorhanden, folglich die gefundene resultirende Spannung lediglich Querspannung.

Ist S_1 positiv bei der bisher angenommenen Lage des Coordinatensystems, oder hat überhaupt S_1 dasselbe Vorzeichen, mit welchem man die Zugspannungen charakterisirt, so ist auch die resultirende Spannung eine Zugspannung.

Ist S_1 negativ, oder hat überhaupt S_1 dasjenige Vorzeichen, mit welchem man die Druckspannung charakterisirt, so ist auch die resultirende Spannung S eine Druckspannung.

Diese Gesetze leuchten durch folgende Betrachtung ein.

Nach § 17, Gleichung 11, bestimmt sich der Winkel, welchen die resultirende Spannung mit der Ebene des Flächenelementes bildet, durch:

$$\sin \alpha_{(23)} = \frac{S_1}{S}.$$

Dieser Sinus hat das Vorzeichen, welches auch S_1 hat; er ist positiv, wenn S_1 positiv ist, und da, wenn der Sinus positiv ist, der Winkel im ersten oder zweiten Quadranten liegen muß, so entspricht auch die Richtung der resultirenden Spannung, einer solchen, deren Richtung im ersten oder zweiten Quadranten liegt, und wenn dies die Zugspannungen sind, einer Zugspannung; wenn dagegen S_1 negativ ist, so wird auch der Sinus des Neigungswinkels der resultirenden Spannung negativ, folglich liegt ihre Richtung im dritten oder vierten Quadranten; und in diesen beiden Quadranten liegen auch die Richtungen der Druckspannungen, wenn diejenigen der Zugspannungen in den beiden ersten Quadranten liegen.

§ 25. Numerische Werthe der specifischen Spannungen an der Elasticitätsgrenze und der zulässigen Maximalspannung.

Die numerischen Werthe der specifischen Spannungen der Elasticitätsgrenze sind natürlich nur durch Versuche zu bestimmen. Sie sind für dieselbe Art des Materials oft sehr verschieden, je nach den Zuständen, in denen es sich befindet, und je nach der Art der Herstellung, der größeren oder geringeren Reinheit desselben u. s. w. Hier mögen folgende Durchschnittswerthe als giltig angenommen werden, von denen diejenigen, welche ohne Klammer hingestellt sind, als Mittelwerthe anzusehen sind, die der Verfasser aus verschiedenen Versuchsreihen ermittelt hat (vergl. des Verfassers Werk: „die Maschinenbaumaterialien und deren Bearbeitung" I. Abtheilung); die in Klammern hingestellten Werthe beruhen aber theils auf Angaben anderer Autoren ohne Begründung, theils sind sie vielfach in Gebrauch, theils endlich hat der Verfasser sie schätzungsweise

angenommen. Sämmtliche Werthe sind in Atmosphären gegeben und lassen sich mit Hilfe der Angaben des § 13 sehr leicht auf die üblichen Landesmaaße und Gewichte reduciren.

	$K_{(z)}$	$K_{(d)}$	$K_{(q)}$	$k_{(z)}$	$k_{(d)}$	$k_{(q)}$
Gußeisen	580	1700	(1000)	290	850	(500)
Schmiedeeisen	1500	1500	(1200)	750	750	(600)
Desgl. in Drähten	2400	—	(2000)	1200	—	(1000)
Stahl	2400	(2400)	(2000)	1200	(1200)	(1000)
Gußstahl	6400	(6400)	(5000)	3200	(3200)	(2500)

Wenn in einem Querschnitt gleichzeitig gewisse Flächenelemente durch Zugspannungen, und andere durch Druckspannungen in Anspruch genommen werden, so lehrt die Erfahrung, daß man für Gußeisen die zulässige specifische Maximalspannung für den Zug bis auf 500 Atmosphären erhöhen könne, ohne Nachtheil für die Sicherheit der Construction.

(Fortsetzung im nächsten Hefte.)

Verbesserung an Dampfbremsen.

Von

Bergfactor Dr. C. Th. Meyer zu Oberlungwitz.

(Hierzu Tafel 25.)

Auf dem König-Johann-Schachte der Sächsischen Steinkohlencompagnie zu Oberlungwitz wurde zur Wasserhaltung und für die Fahrkunst eine Dampfmaschine mit Ventilsteuerung und variabler Expansion von 60 Pferdekräften Leistungsfähigkeit bei $1/_3$ Cylinderfüllung und 23 Spielen pro Minute und über 100 Pferdekräfte stark, wenn sie mit Volldruck arbeitet, aufgestellt. Die Maschine ist in der Fabrik der Herren Rudolph & Beck in Chemnitz gebaut, und soll deren Beschreibung später erfolgen, da die Expansionsvorrichtung neu (vom hrn. Maschinenfabrikanten Beck erfunden) und so eingerichtet ist, daß sie ein sofortiges Umsteuern der Maschine gestattet. Als Bremse wurde zu dieser Maschine ein Dampfbrems gewählt, da dergleichen Bremsen erforderlichen Falles schneller und kräftiger in Wirksamkeit zu setzen sind als solche anderer Construction.

Die Dampfbremsen haben nun aber im Allgemeinen zwei Nachtheile: 1) die Bremse wird selbst bei geringer Oeffnung des Dampfzutrittes schnell gegen das Bremsrad (resp. Schwungrad) gezogen, wodurch leicht Stöße entstehen können, und 2) hat der Maschinenwärter die Bremse nicht in seiner Gewalt, er kann nicht beliebig stark oder schwach bremsen. Und dieser zweite wesentliche Nachtheil ist es jedenfalls auch, welcher der Anwendung der Dampfbremsen bei Fördermaschinen hinderlich war und bewirkt hat, daß man dergleichen bisher vorzugsweise nur anwendete, wo es darauf ankam, verhältnißmäßig schnell Stillstand zu erzielen.

Um diese Nachtheile zu beseitigen, wurde von mir folgende Einrichtung angegeben und von obengenannter Maschinenfabrik ausgeführt. (Vergl. Taf. 25.) Der Bremscylinder wird auf der Seite der Dampfeinströmung mit einem Ventil a versehen, welches nach Art der Sicherheitsventile durch einen Hebel b niedergedrückt wird, der durch ein Gewicht c belastet ist. Dieses Gewicht kann vermittelst eines Hebels d beliebig vor- oder zurückgestellt werden, wodurch sich der Druck auf das Ventil steigert oder verringert. Ist der Dampfzugang geöffnet, so wird auch der Dampfdruck im Bremscylinder nur eine der Belastung des Ventils entsprechende Höhe erreichen können, und es vermag nun der Maschinenwärter durch Verrückung des Gewichtes c den Brems nach Erfordern stark oder schwach wirken zu lassen. Der durch die Zugangsöffnung überflüssig einströmende Dampf entweicht durch das Ventil a und das Rohr e in's Freie. c_1 ist ein kleines Gewicht, um der Schwere des Hebels b das Gleichgewicht zu halten; f Fig. 2 ist eine Scala, welche den Dampfdruck im Bremscylinder in Atmosphären angiebt.

Soll der Brems zur Förderung angewendet werden, so öffnet der Maschinenwärter (Treibemeister) kurz vor dem Ankommen des Fördergefäßes auf der Hängebank den Dampfzugang; der Dampf tritt in den Cylinder, strömt aber durch das Ventil a, da das Gewicht c nach dem Stützpunkt des Hebels b hin vorgeschoben ist, wieder ab; beim Hängen und Anholen des Fördergefäßes hat nun der Maschinenwärter

den Brems ganz in seiner Gewalt, indem ein geringer Druck an dem Hebel d genügt, um das Gewicht vor- oder zurückzuschieben und dadurch sofort den Brems stärker anzuziehen oder nachzulassen.

Zu näherer Erläuterung der Figuren mögen nach folgende Angaben dienen. Fig. 1 ist die Seitenansicht, Fig. 2 der Grundriß, Fig. 3 die hintere Ansicht der Dampfbremse, Fig. 4 ein in größerem Maaßstabe gezeichneter Verticaldurchschnitt durch den Bremscylinder. A ist der Dampfcylinder. Der Dampfzutritt und Dampfabgang wird durch einen Schieber regulirt; g (Fig. 1) ist der Dampfeintritts-, h der Dampfabzugscanal; i (Fig. 2) ist das Dampfeintritts-, k das Dampfabzugsrohr; l und m sind Ablaßhähne für das condensirte Wasser. Durch den geöffneten Hahn n (sowie für gewöhnlich durch den geöffneten Hahn l) steht der hinter dem Kolben befindliche Cylindertheil mit der Luft in Verbindung. Dieser Hahn n wurde von der Fabrik deshalb noch angebracht, um durch theilweises Schließen desselben erforderlichen Falles die hinter dem Kolben befindliche Luft gleichsam als Puffer benutzen zu können, wenn das bei anderen Dampfbremsen bemerkte Stoßen, auf welches schon oben hingewiesen wurde, eintreten sollte; doch hat sich bei der in Rede stehenden Anlage diese Vorsichtsmaßregel als entbehrlich gezeigt. B ist ein Bandbrems, und zwar wird derselbe, wie Fig. 1 deutlich zeigt, zugleich von zwei Seiten angezogen, eine Einrichtung, die sehr zu empfehlen ist, um bei geöffnetem Zustande des Bremses das so leicht eintretende Schleifen des Bremsbandes an dem Bremsrade zu vermeiden.

Beschreibung der Brücken nach Neville's System über den Verbindungscanal der Leye mit dem Meere und Vergleichung dieses Brückensystems mit den Hängebrücken.

Von

H. Colson,

Ingenieur des Straßen- und Brückenbauwesens zu Brügge.

(Nach den Annales des Travaux publics de Belgique. Tome XIX.)

(Hierzu Tafel 26 und Doppeltafel 27—28.)

Derjenige Theil des Verbindungscanales der Leye mit der Nordsee, welcher das westliche Flandern durchschneidet, ist parallel zu dem Canal von Selzaete gerichtet und von demselben nur durch einen Deich getrennt, welcher für jenen den rechten, für diesen den linken Damm bildet. Nur an der Stelle der großen gemauerten heberartigen Durchlässe, welche an dem Canal von Brügge nach Sluis und an demjenigen nach dem Meere hergestellt sind, findet ein größerer Abstand zwischen den beiden Canälen statt, um diese wichtigen Kunstbauten zu isoliren und die Fundirung derselben zu erleichtern. Aus dieser gegenseitigen Lage folgt, daß die über diese Canäle führenden Brücken der Längenare nach in dieselbe Gerade fallen und aneinander stoßen würden, wenn nicht der Damm sie trennte. Es ergiebt sich hieraus, und weil die Breite der Canäle an den Uebergangsstellen auch ziemlich eine gleiche ist, daß man diesen Brücken auch eine gleiche Construction geben konnte.

Auf der Section des Canales von Selzaete zwischen dem Meere und dem Canale von Brügge nach Sluis sind drei Brücken vorhanden, nämlich erstens bei Dostkerke für die Communstraße von Brügge nach Dostkerke, zweitens bei Dudzeele für die Straße zweiter Classe von Brügge nach Sluis und drittens eine Brücke für die Straße von Lisseweghe nach Ramscapelle. Letztere kommt nicht weiter in Betracht, da sie auf den gewölbten Schleußenübergängen ruht.

Da die entsprechenden Brücken des Selzaete Canales Hängebrücken sind, so wäre es natürlich gewesen, wenn man auch über den neuen Canal Hängebrücken geschlagen hätte, aber bei näherer Betrachtung ergiebt sich, daß dies nicht möglich war und zwar wegen der Nähe dieser Anlagen. Da sich nämlich nothwendigerweise die Pfeiler für die Spannketten einer Hängebrücke in einem gewissen Abstande von den Widerlagspfeilern befinden müssen, so wären diese Pfeiler hier für die neue und alte Brücke fast zusammen-

gefallen, und da sie bei den fertigen Brücken nicht auf Pfählen, sondern blos auf einem Schwellrost und Beton begründet waren, so mußte jede Aufgrabung neben diesen Pfeilern vermieden werden, damit hierdurch nicht etwa Beschädigungen herbeigeführt würden, welche die Sicherheit der vollendeten Hängebrücken hätten in Frage ziehen können.

Wenn es aber aus diesem Grunde unmöglich war, Hängebrücken anzuwenden, und wenn andererseits der Harmonie wegen eiserne Brücken mit einem einzigen Felde angenommen werden mußten, so blieb nur noch zu wählen zwischen den Brücken mit Balkenträgern aus Blech und den Brücken nach Neville's System. Ein Vergleich zwischen diesen Systemen zeigte, daß das Letztere bei demselben Widerstande das billigere sei. Dieses und die günstigen Erfahrungen, welche die im Jahre 1846 niedergesetzte Commission über die Widerstandsfähigkeit des Neville'schen Systems, namentlich bei schiefen Brücken, gesammelt hatte, sowie die praktische Weihe, welche dasselbe durch die Brücke zu Boom über die Rupel erlangt hatte, rechtfertigte den Vorschlag dieses Systems, welches auch die Genehmigung erhielt. Allerdings vermindert dasselbe die Schifffahrtshöhe, was aber hier, wo es sich nicht um einen schiffbaren Canal handelte, nicht in Betracht kam, auch ist die Menge der einzelnen Verbindungen als Nachtheil hervorgehoben worden, indessen wird durch letzteren Umstand blos die Ausführung etwas erschwert, während die sonstigen Vorzüge des Systems diese Nachtheile weit überbieten.

Da die Durchflußweite einen freien Raum von 28,8 Metern zwischen den Pfeilern verlangte und die Auflagerungspunkte sich noch um 0,6 Meter zurück befanden, so ergab sich für jeden Träger der beiden Brücken eine freie Länge von 30 Metern zwischen den Stützpunkten, d. h. 4,37 Meter mehr als bei der Brücke zu Boom.

Bei den Trägern des Neville'schen Systems genießt man den Vorzug, das Material so verwenden zu können, wie es den größten Widerstand zu leisten im Stande ist. Da nämlich die obere Gurtung der Träger der Compression, die untere der Ausdehnung ausgesetzt ist, so macht man jene von Gußeisen, diese von Schmiedeeisen, weil das Gußeisen dem Zerdrücken einen größeren Widerstand entgegensetzt, als das Schmiedeeisen. Ein Neville'scher Träger besteht aus vier durchlaufenden Gußeisenschienen von Doppel-T-Form, zwischen deren Flanschen paarweise schmiedeeiserne Stäbe liegen und mit ihnen durch Schrauben verbunden sind. Um nun diese vier Reihen von Schienen unter sich steif und solid zu verbinden, so sind dazwischen schmiedeeiserne Stäbe angebracht, welche untereinander gleichschenkelige Dreiecke bilden und an ihren Enden, wo sie mit den äußersten Gußeisenschienen verbunden sind, hackenartig umgekröpft sind, um jeder Verschiebung der Letzteren in verticaler Richtung vorzubeugen, während sie gleichzeitig die mittleren Gußeisenschienen überschneiden und in ihrer Lage fixiren. Auf diese Weise entsteht eine so feste Verbindung, daß jeder Träger wie ein aus einem Stück gefertigter, aber stark durchkrochener, Balken erscheint.

Da die Figuren auf der Doppeltafel 27—28 alle Specialitäten nachweisen, so braucht hier die Form der einzelnen Theile eines solchen Trägers nicht näher beschrieben zu werden; übrigens ist auch bereits im XII. Bande der Annales des Travaux publics de Belgique eine sehr vollständige Beschreibung der vom Ingenieur Zuber gebauten Brücke zu Boom nachzulesen. Wir bemerken jedoch, daß hier die Kreuzverstrebung zwischen den Trägern noch solider gehalten ist, indem außer den Andreaskreuzen und den unteren horizontalen Stangen in 1,816 Meter Abstand von einander auch die zweite Reihe von Gußeisenschienen noch durch horizontale Stangen unter sich verbunden worden ist. Diese Stangen, welche an der oberen Spitze der gleichschenkeligen Dreiecke angebracht sind, schienen wegen der großen Spannweite dieser Brücken und wegen ihres schmalen Fahrweges nöthig, damit nicht etwa die durch Anlaufen der Wagenräder gegen die Längsschwellen der Trottoirs hervorgerufenen Stöße eine Verbiegung der Träger hervorbringen könnten.

Die ganze Breite der Brücken zu Oostkerke und Duddzeele beträgt 3,94 Meter; jedes der beiden Trottoirs, welche 0,1 Meter höher als der Fahrweg liegen, ist 0,76 Meter und der Letztere 2,40 Meter breit. Zwischen den Trottoirs und dem Fahrwege ist zu beiden Seiten 0,01 Meter Zwischenraum gelassen. Die genannten Wegbreiten sind von den Hängebrücken entnommen, mit denen diese Brücken zusammenhängen.

Das Holzwerk besteht, wie Tafel 27—28 zeigt, aus Querschwellen, welche in Stühlchen auf dem zweiten Schienenstrange ruhen und 3,94 Meter lang sind, ferner aus acht Längsschwellen, wovon vier den Fahrweg und vier die beiden Trottoirs tragen, endlich aus dem Belage. Es ist größtentheils aus nordischer Rothtanne gefertigt, nur die Querschwellen, die inneren Längsschwellen der Trottoirs und der Belag der Letzteren sind von Eichenholz, die obere Pfostenlage der Fahrbahn aber von weichem Holze. Die Verbindung geschieht durchgängig mit Schrauben und aufgehauenen Nägeln. Jeder Längsschwellenstrang hat 30,28 Met. Länge; die Schwellen sind 0,165 Meter hoch und 0,15 Met. breit unter dem Fahrwege und 0,335, resp. 0,395 Met. hoch und 0,15 Meter breit unter den Trottoirs. Der Belag der Letzteren ist 6 Centimeter stark, während der Belag des Fahrweges aus 5 und 8 Centimeter starken Pfosten besteht.

Das Geländer besteht aus schmiedeeisernen Stangen und Andreaskreuzen, welche eine eichene Greifleiste tragen. Fig. 8 auf Tafel 27—28 giebt das Nähere darüber.

Wir kommen nun zur Berechnung der Festigkeit dieser

Brücken, deren drei Träger, von Mittel zu Mittel gerechnet, 1,15 Meter von einander abstehen.

Bei den beiden obersten Schienensträngen kann man nur die Widerstandsfähigkeit der gußeisernen Platten in Ansatz bringen, da das Schmiedeeisen der Compression nur einen geringen Widerstand leistet und die schmiedeeisernen Schienen nur als Verbindungslaschen anzusehen sind. Bei den beiden unteren Schienensträngen dagegen, welche auf Zug in Anspruch genommen sind, sind nur die schmiedeeisernen Schienen zu berücksichtigen, da das Gußeisen der Ausdehnung weniger Widerstand zu leisten im Stande ist, übrigens auch die Unterbrechung der gußeisernen Platten durch die hindurchgehenden schmiedeeisernen Stäbe diese Platten ganz unfähig macht, einem Zuge zu widerstehen. Bei der Compression, wie sie in den beiden oberen Schienensträngen stattfindet, schadet diese Unterbrechung weiter Nichts.

Will man also das Gewicht der Platten in der unteren Trägerhälfte vermindern, so darf man sie in ihrem Querschnitt bedeutend vermindern, ja sogar durchbrechen, während man die Platten der oberen Hälfte mehr massiv halten muß. Weiter leuchtet es ein, daß die unterste und oberste Plattenreihe die stärksten Dimensionen erhalten müssen, weil in einem gebogenen Balken diejenigen Fasern am stärksten in Anspruch genommen sind, welche von der Axe am weitesten abstehen. Die mittleren beiden Schienenstränge tragen zwar auch zur Festigkeit bei, sind aber hauptsächlich erforderlich zur Versteifung und Verbindung des Systemes.

Demgemäß haben wir unseren Trägern die in Fig. 8 auf Taf. 31 skizzirte Disposition gegeben. Die ganze Höhe zwischen dem Untertheil der untersten und dem Obertheil der obersten Platten beträgt 1,5 Meter, der Abstand der mittleren Plattenreihen (von Mitte zu Mitte gemessen) 0,67 und derjenige zwischen den mittleren und äußeren Strängen 0,35 Meter.

Zur Ermittelung desjenigen Gewichtes, welches ein solcher Träger ohne Nachtheil für die Elasticität in der Mitte tragen kann, ist die Kenntniß zweier Elemente erforderlich: nämlich die Kenntniß der Lage der neutralen Axe oder derjenigen Faserschicht, welche weder gedehnt, noch comprimirt wird, und zweitens die Kenntniß des Biegungsmomentes, welches man mit dem Buchstaben ε zu bezeichnen pflegt.

Die neutrale Axe bestimmt sich bekanntlich durch die Gleichung

$$\Sigma E \int v \, d\omega = 0,$$

wenn E den Elasticitätsmodulus des Materials,
$d\omega$ ein Element des Querschnittes und
v dessen Abstand von der neutralen Axe
bedeutet. Sind ferner S, S_1, S_2, S_3 die Querschnitte der vier Rippen eines Trägers und bezieht man S und S_1 auf die oberen, S_2 und S_3 auf die beiden unteren Rippen, so ergiebt sich nach den in Fig. 8 eingeschriebenen Maaßen:

$S = 0{,}1 \cdot 0{,}035 + 4 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}02 = 0{,}0051$ Quadratmet.
$S_1 = 0{,}06 \cdot 0{,}035 + 4 \cdot 0{,}01 \cdot 0{,}01 = 0{,}0025$ „
$S_2 = 2 \cdot 0{,}04 \cdot 0{,}01 = 0{,}0008$ „
$S_4 = 2 \cdot 0{,}12 \cdot 0{,}03 = 0{,}0072$ „

Setzt man nun den Elasticitätsmodulus des Gußeisens $E_1 = 10000000000$ und des Schmiedeeisens $E = 2\,E_1$, den Abstand der neutralen Axe aber $= x$, so hat man:

$$E_1 S x + E_1 S_1 (x - 0{,}35) + E S_2 (x - 1{,}02) + E S_3 (x - 1{,}37) = 0,$$

woraus folgt:

$$x (S + S_1 + 2 S_2 + 2 S_3) = 0{,}35 S_1 + 2{,}04 S_2 + 2{,}74 S_3$$
$$x = 0{,}942 \text{ Meter.}$$

Der Abstand des Obertheils der obersten Rippe von der neutralen Axe wird sonach 0,992 Meter betragen.

Für das Biegungsmoment hat man weiter:

$$\varepsilon = \Sigma E \int v^2 \, d\omega.$$

Wäre nun der Querschnitt des Trägers einfach geformt, wie Fig. 9 auf Taf. 30 und bezeichnete

L die Breite aa der oberen Rippe,
H die totale Höhe ab,
D den Abstand der Mitte dieser Rippe von der neutralen Axe,

so erhielte man das Biegungsmoment für das Rechteck aabb:

$$\varepsilon_1 = E \int_{D-\frac{H}{2}}^{D+\frac{H}{2}} L v^2 \, dv = \frac{E L}{3} \left[\left(D + \frac{H}{2} \right)^3 - \left(D - \frac{H}{2} \right)^3 \right]$$
$$= \frac{E L}{3} \left(6 \frac{D^2 H}{2} + \frac{2 H^3}{8} \right) = E L H \left(D^2 + \frac{H^2}{12} \right).$$
$$= E C \left(D^2 + \frac{H^2}{12} \right),$$

wenn C den Querschnitt des Rechteckes $aabb = LH$ bedeutet. Ebenso ergiebt sich für das Rechteck dddd mit der Fläche C_1

$$\varepsilon_2 = E C_1 \left(D^2 + \frac{h_2}{12} \right)$$

und daher für den Doppel-T-förmigen Querschnitt

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - 2\,\varepsilon_2 = E \left[C \left(D^2 + \frac{H^2}{12} \right) - 2 C_1 \left(D^2 + \frac{h^2}{12} \right) \right]$$
$$= E \left[S \left(D^2 + \frac{H^2}{12} \right) + \frac{C_1}{6} (H^2 - h^2) \right],$$

wenn S den Querschnitt $C - 2 C_1$ oder den eigentlichen Querschnitt der Rippe bedeutet.

Führt man nun diese Rechnung für den gesammten Querschnitt der Fig. 9 aus, so ergiebt sich:

$$\varepsilon = 10^{10} \Big[0{,}0051 \left(0{,}942^2 + \frac{0{,}1^2}{12} \right) + \frac{0{,}06 \cdot 0{,}002}{6} (0{,}1^2 - 0{,}06^2) +$$
$$+ 0{,}0025 \left(0{,}592^2 + \frac{0{,}06^2}{12} \right) + \frac{0{,}04 \cdot 0{,}01}{6} (0{,}06^2 - 0{,}04^2) +$$
$$+ 0{,}0016 \left(0{,}078^2 + \frac{0{,}04^2}{12} \right) + 0{,}0144 \left(0{,}428^2 + \frac{0{,}12^2}{12} \right) \Big]$$
$$= 10^{10} \cdot 0{,}0080732069 = 80732069.$$

Für die Bestimmung des Gewichtes, welches ein solcher Träger bei freier Auflagerung an beiden Enden in der Mitte zu tragen im Stande ist, hat man die Gleichung:

$$\frac{\varepsilon\mu}{d} = \left(\frac{P}{2} + pA\right) A - \frac{pA^2}{2},$$

wenn μ die äußerste zulässige Dehnung der äußersten Faser,
d den Abstand der am meisten in Anspruch genommenen Faser von der neutralen Axe,
P das Gewicht in der Mitte in Kilogrammen,
A die halbe Länge des Trägers zwischen den Stützen,
p das Eigengewicht des Trägers sammt Brückenbahn pro laufendes Meter
bedeutet.

Man setzt gewöhnlich für Schmiedeeisen $\mu = 0{,}0006$ und für Gußeisen $\mu = 0{,}0012$. Der Abstand d beträgt für die oberste Rippe $d = 0{,}992$ Meter, für die Schienen der untersten Rippe $d_1 = 0{,}488$ Meter, folglich erhält man für die äußerste zulässige Belastung in der Mitte, wenn man die oberste gußeiserne Rippe betrachtet,

$$(A)\ P = \frac{0{,}0024 \,.\, 80732069}{15 \,.\, 0{,}992} - 15p = 13021 - 15p \text{ Kilogr.}$$

und wenn man die untersten schmiedeeisernen Schienen ins Auge faßt:

$$P = \frac{0{,}0012 \,.\, 80732069}{15 \,.\, 0{,}488} - 15p = 13234 - 15p \text{ Kilogr.}$$

Die Differenz zwischen beiden Resultaten ist so gering, daß diese Rechnung die zweckmäßige Verwendung des Materiales nachweist. Wollte man beide Werthe ganz gleich machen, so brauchte man nur die Dimensionen der gußeisernen Rippe und der schmiedeeisernen Schienen so zu bestimmen, daß die neutrale Axe bei zwei Drittheilen des Abstandes zwischen dem Obertheil der obersten Rippe und der unteren Kante der schmiedeeisernen Schienen zu liegen käme, allein dies führt bei der Dimensionirung dieser Stücken auf Bruchtheile von Millimetern, welche diese Verbesserung im Vergleich zu dem erzielten Nutzen als unpraktisch erscheinen lassen.

Man wird sich also mit dem Werthe von P auf 13021 — 15p Kilogr. beschränken müssen, wenn das Gußeisen nicht über seine Tragfähigkeit hinaus in Anspruch genommen werden soll. Man könnte zwar wohl noch etwas weiter gehen, da bei vorstehender Rechnung nicht auf den Widerstand Rücksicht genommen worden ist, welchen die in den Vertiefungen der oberen Rippe liegenden schmiedeeisernen Laschen zu leisten im Stande sind; dieser Zuwachs an Festigkeit kann aber nur gering sein, da diese Schienen schon viel eher als die gußeisernen Platten über die Elasticitätsgrenze hinaus in Anspruch genommen sein werden, weil für die Zusammendrückung der Werth des Coefficienten μ bei Gußeisen doppelt so groß ist, als bei Schmiedeeisen.

Es bleibt aber nun noch das Gewicht der Construction pro laufendes Meter, der Werth von p zu bestimmen übrig. Dieses Gewicht besteht

1) aus dem Gewicht der Gußeisenplatten und Stühlchen,
2) aus dem Gewicht der schmiedeeisernen Schienen, Streben und Verbandstücken,
3) aus dem Gewicht der Holztheile sammt Schrauben, Geländer u. s. w.

Wir werden annehmen, daß das Gewicht des Holzwerkes auf alle drei Träger gleichförmig vertheilt sei. Trotzdem ist der Werth von p nicht für alle drei Tragwände von gleicher Größe, weil der mittelste Träger die Hälfte der Kreuzverstrebung trägt, während auf die beiden äußeren Wände zusammen nur ebensoviel kommt. Man hat also den Werth von p für die Mittelwand zu bestimmen. Da jede Tragwand auf jede Abtheilung von 0,908 Meter Länge genau dieselben Stücken aufweist, so brauchen wir nur eine solche Abtheilung in's Auge zu fassen. Die Gewichte finden sich in dem Bedingungsheft, wie folgt, angegeben:

Gußeisen.

Platte der obersten Rippe	38,10	Kil.
Platte mit Stühlchen der zweiten Rippe	16,29	„
Kleine Platte der zweiten Rippe	3,67	„
Große Platte der dritten Rippe	10,14	„
Kleine Platte der dritten Rippe	2,95	„
Platte der untersten Rippe	34,19	„
1 Drittel der zwei Kopfplatten der Querträger	2,28	„

Schmiedeeisen.

Schmiedeeiserne Anlegschienen der vier Rippen	79,32	Kil.
2 Stücken der schiefen Verbindung	32,72	„
1 Hälfte der horizont. Verstrebungsstangen oben	4,70	„
1 Viertel der Andreaskreuze	8,85	„
Schraubenköpfe und Muttern	1,95	„
1 Drittel der acht Schrauben zur Befestigung der Längsschwellen auf den Querträgern	5,90	„
Nägel und Spitzen zur Befestigung des Belages	2,35	„

Holzwerk.

1 Drittel eines Querträgers von Eichenholz	39,40	Kil.
1 Drittel der beiden eichenen inneren Trottoirschwellen	30,42	„
1 Drittel des eichenen Belages d. beiden Trottoirs	27,60	„
1 Drittel der beiden weichen Trottoirschwellen	19,77	„
1 Drittel der vier Längsschwellen des Fahrweges	19,48	„
1 Drittel des unteren Pfostenbelages des Fahrweges	37,77	„
1 Drittel des oberen Pfostenbelages	19,98	„
Totalgewicht	437,83	Kil.

Hiernach beträgt das Gewicht der Brückenconstruction ohne Geländer pro laufendes Meter $\frac{437{,}83}{0{,}908} = 482{,}19$ Kil.

Das Gewicht des Geländers läßt sich am Bequemsten aus dem Gewichte einer 1,362 Meter langen Abtheilung desselben berechnen. Hierzu gehört:

1 Drittel der beiden Säulchen sammt Schrauben	6,58	Kil.
1 Drittel der vier Kreuzbarren	13,90	„
1 Drittel der beiden gußeisernen Rosetten	1,79	„
1 Drittel der beiden eichenen Saumlatten	7,94	„
Totalgewicht	30,21	Kil.

Reducirt man dieses Gewicht auf 1 Meter Länge, so erhält man: $\frac{30,21}{1,362} = 22,18$ Kil., und es beträgt sonach das Gewicht der Construction pro laufendes Meter bei dem mittelsten Träger:

$$p = 482,19 + 22,18 = 504,37 \text{ oder } 505 \text{ Kil.}$$

Substituirt man dies in den oben gefundenen Ausdruck, so ergiebt sich für die zuläßige Belastung in der Mitte:

$$P = 13021 - 15 \,.\, 505 = 5446 \text{ Kilogramme}$$

und die ganze Brücke kann also tragen:

$$3 \,.\, 5446 = 16338 \text{ Kilogramme,}$$

was das Gewicht der schwersten auf dieser Straße sich bewegenden Wagen weit überschreitet.

Da ein gleichförmig belasteter Träger doppelt soviel Last zu tragen im Stande ist, als ein in der Mitte belasteter, so würden unsere Brücken 32676 Kil. Gewicht zu tragen im Stande sein, wenn dasselbe gleichmäßig über die Brückenbahn vertheilt wäre. Die Fläche der Brückenbahn beträgt aber $30,28 \,.\, 3,94 = 119,30$ Quadratmeter, also ergiebt sich als zuläßige Belastung

$$\frac{32676}{119,30} = 273,9 \text{ Kil. pro Quadratmeter.}$$

Das Bedingungsheft schrieb, wie bei den anstoßenden Hängebrücken, für die Probebelastung blos 200 Kilogramme pro Quadratmeter vor, welche 24 Stunden darauf belassen werden sollten. Nach Abnahme dieser Belastung ist keiner der Träger der beiden Brücken wieder vollständig in seine ursprüngliche Gestalt zurückgegangen, was aber auch gar nicht befremden kann. Denn bei derartigen Brücken ist die Zahl der Verbandstellen, welche unter der Belastung erst ihre definitive Lage annehmen, zu groß, als daß nicht eine bleibende Veränderung eintreten sollte, und aus diesem Grunde werden die Träger anfangs ein wenig überhöht; bei den Brücken zu Oostkerke und Dudzeele betrug diese Ueberhöhung zwischen 10 und 12 Centimeter.

Was die Durchbiegungen anlangt, welche die Träger unter ihrer eigenen Last und der Probebelastung von 200 Kil. pro Quadratmeter angenommen haben, so erhält man dieselben natürlich, wenn man von den beobachteten Einsenkungen diejenige Einsenkung abzieht, welche nach der Probe zurückblieb.

In dieser Weise hat man erhalten
bei der Brücke von Oostkerke:

1. Träger $0,037 - 0,013 = 0,024$ Meter,
2. „ $0,037 - 0,011 = 0,026$ „
3. „ $0,040 - 0,015 = 0,025$ „

bei der Brücke von Dudzeele:

1. u. 2. Träger $0,062 - 0,0325 = 0,0295$ Meter,
3. „ $0,057 - 0,0305 = 0,0265$ „

Vergleicht man hiermit, welche Durchbiegung die Theorie unter den gegebenen Umständen verlangt, so giebt die Formel:

$$f = \frac{5}{8} \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \frac{A^3}{\varepsilon},$$

worin f die Durchbiegung,
π die Hälfte der gleichförmig vertheilten Belastung,
A die halbe freie Länge des Trägers und
ε das Biegungsmoment

bedeutet, für $\pi = \frac{200 \,.\, 119,3}{2 \,.\, 3} = 3976,66$ Kil.,

$A = 15$ Meter und $\varepsilon = 80732069$ den Werth

$$f = 0,0346 \text{ Meter,}$$

also etwas mehr, als durch den Versuch gefunden worden ist. Der beobachtete Unterschied erklärt sich theils daraus, daß wir bei unseren Rechnungen nicht auf denjenigen Widerstand Rücksicht genommen haben, welchen die in den Vertiefungen der oberen Rippen liegenden schmiedeeisernen Schienen zu leisten im Stande sind (und zwar besonders bei einer Belastung, welche diese Träger noch lange nicht bis zur Elasticitätsgrenze in Anspruch nimmt), theils wohl auch durch atmosphärische und namentlich Temperatureinflüsse, welche die Einbiegungen um einen mehr oder minder beträchtlichen Werth zu erhöhen im Stande gewesen sein können.

Es ergiebt sich aber aus dem Vorstehenden, daß diese Brücken für den Verkehr eine hinreichend große Sicherheit bieten.

Aus den Formeln läßt sich erkennen, daß die Tragkraft der Neville'schen Brücken hauptsächlich von der Stärke der oberen gußeisernen Rippen und der unteren schmiedeeisernen Schienen, sowie von dem Abstande zwischen diesen beiden Rippen abhängt. Durch Veränderung dieser Elemente kann man stets die verlangte Tragkraft erzielen, aber dabei muß die Bedingung erfüllt werden, daß die neutrale Axe soviel wie möglich bei zwei Dritttheilen des Abstandes zwischen der obersten Faser der gußeisernen Platten und der untersten Faser der schmiedeeisernen Schienen zu liegen kommt, weil bei dieser Lage jedes dieser Materialien gleich stark in Anspruch genommen wird, was jedenfalls der günstigsten und ökonomischsten Verwerthung derselben entspricht. Das Neville'sche System bietet zur Erreichung dieses Zweckes sehr viele Wege; man kann mehrere und schwächere Tragwände anwenden, oder sich auf wenigere, aber stärker dimensionirte, ja sogar auf blos zwei Tragwände beschränken, wenn man dieselben gut gegeneinander absteifen kann, was bei geringen Spannweiten sehr leicht der Fall ist. Die letztere Modalität

Gußeisen erforderlich sein würden, was zu dem Preise von resp. 0,805 und 0,376 Franc pro Kilogramm einen Kostenaufwand von 11058,04 Francs ergeben würde. Hiernach wäre eine Hängebrücke im Oberbau um 5237,72 Francs billiger als die Neville'sche Brücke, zieht man aber in Betracht, daß die Pfeiler viel theurer werden, weil sie die Widerlagspfeiler für die Ankerketten mit umfassen, so wird diese Ersparniß gänzlich gehoben. Legt man hier ebenfalls die Dimensionen der Hängebrücke über den Canal von Selzaete zu Grunde, so würden die Pfeiler bei jeder Brücke mit 18200 Francs zu veranschlagen sein, und fügt man die Kosten des Holzwerks hinzu, welche bei beiden Brückensystemen dieselben sind und sich auf 3204,92 Francs belaufen, so erhält man als totalen Aufwand für eine Hängebrücke 32462,96 Frcs. oder incl. Anstrich, Theeren u. s. w. in runder Summe 32900 Francs.

Es ergiebt sich also, daß bei den gegebenen Dimensionen eine Hängebrücke 1700 Francs weniger, als eine Neville'sche Brücke mit drei Tragwänden und 1800 Francs mehr, als eine solche mit zwei Tragwänden kosten würde, und man darf also wohl ohne Zweifel unter den gegebenen Verhältnissen eine Brücke mit Neville'schen Trägern für ebenso billig halten, als eine Hängebrücke, abgesehen von der größeren Sicherheit, welche sie Letzteren gegenüber bietet.

Allgemeine Theorie der sogenannten zusammengesetzten Festigkeit, mit Anwendung auf bestimmte Fälle.

Von

K. H. Wiebe, Professor in Berlin.

(Hierzu Taf. 30.)

(Fortsetzung von Seite 445—446.)

E. Anwendung der vorhergehenden Theorie auf einzelne bestimmte Fälle.

§ 26. Allgemeine Vorbemerkungen.

Die in diesem Abschnitte zu behandelnden Beispiele, welche die Anwendung unserer Theorie auf bestimmte Fälle zeigen sollen, gelten noch immer unter den Voraussetzungen des § 18, d. h. unter Annahme des Principes der Erhaltung der Querschnittsform. In einem folgenden Abschnitte beabsichtigen wir noch Einiges über die Fälle zu behandeln, wo jenes Princip nicht ohne Weiteres als geltend angenommen werden darf (§ 18), und wo es darauf ankommt, die Kräfte zu bestimmen, welchen gewisse Absteifungen ꝛc. ausgesetzt sind, die den Zweck haben, jenes Princip zur Geltung zu bringen.

In allen Beispielen, welche wir hier behandeln, setzen wir ferner voraus, daß der Körper, den wir auf Festigkeit zu berechnen haben, sich unter Einwirkung der äußeren Kräfte im Gleichgewicht befinde, d. h. daß die sämmtlichen an dem Körper angebrachten äußeren Kräfte unter sich, und ohne Rücksicht auf die Spannungen im Gleichgewicht sich befinden. Sie müssen also sämmtlichen Gleichungen genügen, welche die Statik für das Gleichgewicht von Kräften als Bedingungsgleichungen aufstellt. Hiernach sind diejenigen Kräfte zu ermitteln, welche in den Stützpunkten oder festgehaltenen (fixen) Punkten des Körpers wirksam sein müssen, um jenes Gleichgewicht herzustellen.

Wie nun diese Stützpunkte beschaffen sein müssen, damit jene zum Gleichgewicht erforderlichen Kräfte und Kräftepaare in zweckmäßiger Weise angebracht werden können, oder wie die Enden der zu untersuchenden Körper beschaffen sein müssen, um diesen Kräften und Kräftepaaren genügenden Widerstand leisten zu können: davon müssen wir bei den vorliegenden Untersuchungen einstweilen abstrahiren, und werden nur hin und wieder darauf andeutungsweise Rücksicht nehmen können.

Bei den folgenden Untersuchungen lassen wir folgende Bestimmungen gelten:

1) Alle äußeren Kräfte werden in ihren Angriffspunkten ziehend gedacht.

2) Der Winkel, welchen eine Kraftrichtung mit einer Coordinatenare macht, wird bestimmt, wenn man von dem Anfangspunkte der Coordinaten eine Linie zieht, parallel mit der Richtung der Kraft und in demselben Sinne, in welchem die Kraft in ihrem Angriffspunkte ziehend

wirkt, und nun den Winkel bestimmt, welchen diese Linie mit der Axe bildet.

3) Um zu beurtheilen, in welchem Quadranten ein Winkel liegt, den eine nach Nr. 2 gezogene Linie mit einer Axe bildet, denke man die zu dieser Axe normale Coordinatenebene, und diejenige Coordinatenebene, welche durch die betrachtete Axe, und durch die, in der Reihenfolge X Y Z X Y Z / 1 2 3 1 2 3 ~~von rechts nach links~~ gezählt, von derselben am weitesten abstehende Axe ~~eine zweite Coordinatenebene~~. Diese beiden Ebenen theilen den Raum in vier Abtheilungen. Von diesen Abtheilungen gilt als

I. Quadrant die zwischen dem positiven Zweig der betrachteten Axe und dem positiven Zweige der in obiger Reihenfolge zunächst folgenden benachbarten Axe liegende Abtheilung.

II. Quadrant die zwischen letzterem und dem negativen Zweige der betrachteten Axe liegende Abtheilung.

III. Quadrant die zwischen letzterem und dem negativen Zweige der in der obigen Reihenfolge zunächst kommenden (benachbarten) Axe liegende Abtheilung.

IV. Quadrant die zwischen letzterem und dem positiven Zweige der betrachteten Axe liegende Abtheilung.

Die Winkel werden hierbei von dem positiven Zweige der betrachteten Axe durch den positven Zweig der benachbarten Axe nach dem negativen Zweige der betrachteten Axe hin, und weiter durch den negativen Zweig der benachbarten Axe wieder nach dem positiven Zweige der betrachteten Axe hin gezählt (vergl. des Verfassers Lehre von den einfachen Maschinentheilen Thl. II, § 77).

4) Als positiv gelten solche Drehungen, durch welche die positiven Spannungen vergrößert werden, als negativ die entgegengesetzten Drehungen.

Die positive Drehung um die

X-Axe geht von dem positiven Zweige der Y-Axe nach dem positiven Zweig der Z-Axe,

Y-Axe geht von dem positiven Zweige der Z-Axe nach dem positiven Zweig der X-Axe,

Z-Axe geht von dem positiven Zweige der X-Axe nach dem positiven Zweig der Y-Axe.

Erstes Problem.

Balken an einem Ende befestigt.

§ 27. Allgemeine Form der Auflösung, wenn die Arlinie des Balkens eine beliebige ebene Curve ist, und eine Kraft außerhalb der Arlinie angreifend nach beliebiger Richtung wirkt.

Wir denken, um den Fall in einer für die Praxis wichtigen allgemeinen Bedeutung aufzufassen, einen Balken, der an einem Ende so befestigt ist, daß er den Bedingungen des Gleichgewichtes genügt (§ 25).

Die Arlinie des Balkens sei eine beliebige ebene Curve, bei a befestigt. (Fig. 1 auf Taf. 30.)

Die Axen, durch welche die Curve gegeben ist, liegen in der Ebene der Curve, und die Coordinaten der Curve seien t und u, so daß die Curve durch die Gleichung gegeben ist:

$$u = f_{(t)}$$

so daß u die Ordinate, t die Abscissen der Curve sind.

Die an dem Körper angebrachten äußeren Kräfte beschränken sich, mit Ausnahme der Reaction in den Stützpunkten auf eine einzige Kraft, deren Angriffspunkt in der Ebene liegt; u′, t′ sind die Coordinaten des Angriffspunktes der Kraft.

Die Kraft hat die Componente

$P_{(t)}$ parallel zur T-Axe,
$P_{(u)}$ parallel zur U-Axe,
$P_{(z)}$ normal zur Ebene U T.

Denken wir durch einen beliebigen Punkt der Curve einen Schnitt durch den Körper, normal zur Arlinie des Körpers, und es sei die Durchschnittsfigur, welche sich bildet, die kleinste, deren Schwerpunkt in demselben Punkte der Arlinie liegt (§ 21).

Durch denselben Punkt der Arlinie legen wir das Coordinatensystem (§ 16) X Y Z; und zwar die X-Axe normal zur Durchschnittsfigur, also in der Ebene T U, die Y-Axe in derselben Ebene, so daß der positive Zweig der Bezeichnung entsprechend gedacht wird; die Z-Axe ist also normal zur Ebene T U und parallel der Z-Axe des Axensystems T U Z. (Der positive Zweig ist über der Ebene der Tafel gedacht.) Der Winkel, welchen die Y-Axe, die eine Normale zur Curve

$$u = f_{(t)}$$

ist, mit der T-Axe bildet, und den wir η nennen, ist:

$$\operatorname{tang} \eta = \frac{d f_{(t)}}{d t}.$$

Der Winkel, den die Richtung $P_{(t)}$ mit der Y-Axe bildet, ist gleich η, weshalb die Componenten von $P_{(t)}$ nach der X-Axe und nach der Y-Axe sind:

$$P_{(t)} \cdot \sin \eta \text{ und } P_{(t)} \cos \eta.$$

Der Winkel, welchen die Richtung $P_{(u)}$ mit der X-Axe bildet, ist $(180^0 - \eta)$, folglich sind die Componenten von $P_{(u)}$ nach der X-Axe und nach der Y-Axe:

$$P_{(u)} \cos (180^0 - \eta) \text{ und } P_{(u)} \cdot \sin (180^0 - \eta)$$

oder

$$- P_{(u)} \cos \eta \text{ und } + P_{(u)} \cdot \sin \eta.$$

Hierach haben wir nach den Bezeichnungen des § 20, Gleichung 18:

$$41) \quad \begin{cases} K_1 = P_{(t)} \sin \eta - P_{(u)} \cdot \cos \eta \\ K_2 = P_{(t)} \cos \eta + P_{(u)} \cdot \sin \eta \\ K_3 = P_{(z)}. \end{cases}$$

Nun ist der Hebelsarm der Kraft $P_{(x)}$ in Bezug auf die X-Axe $= mn = mo \cdot \sin\eta$

$$mn = (mp - op)\sin\eta = [u' - (pq - oq)]\sin\eta$$
$$= [u' - (u - (t' - t)\operatorname{cotg}\eta)]\sin\eta$$
$$= (u' - u)\sin\eta + (t' - t)\cos\eta.$$

Hiernach ist das Moment, welches auf Drehung um die X-Axe wirkt, mit Rücksicht auf die Bestimmung Nr. 4 im vorigen Paragraphen

42) $$\mathfrak{M}_1 = P_{(x)}[(u' - u)\sin\eta + (t' - t)\cos\eta]$$

Die Kraft, welche auf Drehung um die Y-Axe wirkt, ist ebenfalls $P_{(x)}$, ihr Hebelsarm ist die Normale von dem Angriffspunkte m auf die Y-Axe, welche gleich ns ist, es ist aber:

$$ns = os - on = \frac{sq}{\sin\eta} - mn \cdot \operatorname{cotg}\eta,$$
$$= \frac{(t' - t)}{\sin\eta} - (u' - u)\cos\eta - (t' - t)\cdot\frac{\cos\eta^2}{\sin\eta}$$
$$= (t' - t)\sin\eta - (u' - u)\cos\eta,$$

folglich das Moment auf Drehung um die Y-Axe:

42a) $$\mathfrak{M}_2 = -P_{(x)}[(t' - t)\sin\eta - (u' - u)\cos\eta].$$

Endlich das Moment auf Drehung um die Z-Axe:

$$\mathfrak{M}_3 = P_{(t)}(u_1 - u) - P_{(u)}(t' - t).$$

Setzen wir die Werthe für $K_1\ K_2\ K_3$ und $\mathfrak{M}_1\ \mathfrak{M}_2\ \mathfrak{M}_3$ in die Gleichungen 40 ein, so bekommen wir die specifischen Spannungen für die drei Axen X Y Z aus welchen wir die resultirenden Spannungen für jeden Punkt des betrachteten Querschnittes, dessen Coordinaten y und z gegeben sind, nach den Gleichungen des § 16 berechnen können.

Hierdurch ist die Aufgabe in dieser sehr allgemeinen Form gelöst, es kommt dann nur noch darauf an, die resultirenden Spannungen mit den Maximalwerthen (§ 24) zu vergleichen. Es dürfte nicht eben wesentlich größere Schwierigkeiten machen, anstatt einer Arlinie, welche hier eine beliebige ebene Curve ist, eine Axlinie von doppelter Krümmung zu untersuchen.

§ 28. Umgestaltung des vorigen Falles, wenn die Arlinie eine gerade Linie ist.

Wir wollen den im vorigen Paragraphen genannten allgemeinen Fall in der Weise specieller machen, daß wir hier die Arlinie des Balkens als eine gerade Linie nehmen. Wir denken uns, was immer leicht sein wird, zu gestalten, die Richtung der geraden Linie mit der T-Axe zusammenfallend, den Anfangspunkt des Coordinatensystems (TU) in den Schwerpunkt des Befestigungsquerschnittes verlegt (Fig. 2). Unter dieser Voraussetzung fällt für jeden Querschnitt normal zur Arlinie die X-Axe mit der T-Axe, die Y-Axe mit der U-Axe zusammen, die Z-Axe liegt mit ihrem positiven Zweige über der Ebene des Papiers, und wenn wir die Bezeichnung des § 20 beibehalten, sind die Coordinaten des Angriffspunktes der Kräfte, d. h. des Punktes m:

$$t' = l_1 \quad u' = l_2; \quad l_3 = 0.$$

Die Kräft selbst ergeben sich nach den Gleichungen 41 des vorigen Paragraphen, wenn man bemerkt, daß der Winkel η constant gleich 90 Grad ist:

$$K_1 = P_{(t)}$$
$$K_2 = P_{(u)}$$
$$K_3 = P_{(x)}$$

Da nun noch $u = 0$ und $t = x$ zu setzen ist, so findet man nach § 26, Gleichung 42:

$$\mathfrak{M}_1 = P_{(x)}\, l_2$$
$$\mathfrak{M}_2 = -P_{(x)}(l_1 - x)$$
$$\mathfrak{M}_3 = P_{(t)}\, l_2 - P_u(l_1 - x).$$

Folglich ist nach Gleichung 40, § 20:

43)
$$\begin{cases} \mathfrak{S}_1 = \dfrac{P_{(t)}}{v} - \dfrac{P_{(x)}(l_1 - x)}{B_2}\, z + \dfrac{P_{(t)}\cdot l_2 - P_{(u)}(l_1 - x)}{B_3}\, y \\ \mathfrak{S}_2 = \left(\dfrac{P_{(u)}}{v} + \dfrac{P_{(x)}\, l_2}{B_1}\, z\right) \\ \mathfrak{S}_3 = \dfrac{P_{(x)}}{v} + \dfrac{P_{(x)}\, l_2}{B_1}\, y. \end{cases}$$

Es ist sonach die Querspannung nach Gleichung 5 des § 16:

$$\mathfrak{S}_{(q)} = \sqrt{\mathfrak{S}_2^2 + \mathfrak{S}_3^2}$$

und die resultirende Spannung:

$$\mathfrak{S} = \sqrt{\mathfrak{S}_1^2 + \mathfrak{S}_2^2 + \mathfrak{S}_3^2}.$$

Indem man nun das Vorzeichen von $\mathfrak{S}_1$ bestimmt, erfährt man nach § 24, ob die resultirende Spannung eine Zug- oder Druckspannung sei.

Der hier behandelte Fall schließt eine Menge sehr interessanter Aufgaben ein, die man bis jetzt, soviel dem Verfasser bekannt, noch nicht in vollständig geeigneter Weise gelöst hat, und von denen einzelne Fälle als Beispiele in Folgendem betrachtet werden sollen.

§ 29. Körper mit gerader Arlinie und kreisförmigem Querschnitt auf Torsion und auf Bruch beansprucht.

Wir denken die Kräfte P_t und P_u in der vorigen Figur weg, also $P_t = 0$ und $P_u = 0$; es bleibt dann nur die Kraft P_x übrig, und es entsteht dann diejenige Beanspruchung, welche man gewöhnlich als einfache Torsionsbeanspruchung behandelt hat; die Kraft P_x wirkt am Hebelsarm l_2 in einer Richtung, normal zur Längenare des Balkens. (Fig. 3.)

Die Gleichungen 43 gehen dann in folgende über:

44)
$$\begin{cases} \mathfrak{S}_1 = -P_x \dfrac{(l_1 - x)}{B_2}\, z, \\ \mathfrak{S}_2 = P_x \cdot \dfrac{l_2}{B_1}\, z, \\ \mathfrak{S}_3 = P_x \left(\dfrac{1}{v} + \dfrac{l_2}{B_1}\, y\right). \end{cases}$$

Die resultirende Spannung ist nach § 16, Gleichung 7:

$$45.\quad \mathfrak{S} = P_z \sqrt{\left[\left(\frac{l_1 - x}{B_2}\right)^2 + \left(\frac{l_2}{B_1}\right)^2\right] z^2 + \left[\frac{1}{v} + \frac{l_2}{B_1}\, y\right]^2},$$

worin z und y die Coordinaten desjenigen Punktes sind, dessen Spannung wir bestimmen wollen. Es sei beispielsweise der Querschnitt des Körpers ein Kreis vom Halbmesser r, und wir wollen die Spannungen im Punkte der Peripherie dieses Kreises bestimmen.

Bekanntlich ist die Gleichung des Kreises

$$y^2 + z^2 = r^2; \quad z^2 = r^2 - y^2$$

ferner ist: $v = \pi r^2$,

$$B_2 = \frac{1}{64}\pi d^4 = \frac{1}{4}\pi r^4$$

$$B_1 = 2B_2 = \frac{1}{2}\pi r^4.$$

Diese Werthe in die Gleichung 45 eingesetzt, giebt:

$$46)\quad \mathfrak{S} = P_z \sqrt{\left[\left(\frac{4(l_1 - x)}{\pi r^4}\right)^2 + \left(\frac{2 l_2}{\pi r^4}\right)^2\right]\left[r^2 - y^2\right] + \left[\frac{1}{\pi r^2} + \frac{2 l_2}{\pi r^4}\cdot y\right]^2}.$$

Um zu untersuchen, unter welchen Verhältnissen $\mathfrak{S}$ ein Maximum werde, müssen wir bestimmen, welche Werthe von x und y den Ausdruck zu einem Maximum machen.

Man sieht zunächst, daß der Werth unter dem Wurzelzeichen wächst, wenn x abnimmt; für $x = 0$ wird er ein Maximum.

Nun differenziren wir nach y:

Der erste Differenzialquotient ist:

$$-2y\left[\left(\frac{4(l_1 - x)}{\pi r^4}\right)^2 + \left(\frac{2 l_2}{\pi r^4}\right)^2\right] + 2\left[\frac{1}{\pi r^2} + \frac{2 l_2}{\pi r^4}\, y\right]\frac{2 l_2}{\pi r_4}.$$

Daraus ergiebt sich:

$$47)\quad y = \frac{1}{8} r^2 \cdot \frac{l_2}{(l_1 - x)^2}.$$

Der zweite Differenzialquotient ist:

$$-32\left(\frac{l_1 - x}{\pi r^4}\right)^2.$$

Es macht also der Werth (Gl. 47) von y den Ausdruck unter dem Wurzelzeichen zu einem Maximum, und da der zweite Differenzialquotient in Bezug auf y constant ist, so folgt, daß der Werth unter dem Wurzelzeichen von $y = -\infty$ bis zu dem Werth $y = \frac{1}{8} r^2 \cdot \frac{l_2}{(l_1 - x)^2}$ hin stetig wächst. Den größten Werth, welchen y überhaupt zu Folge der Bedingung, daß der Querschnitt ein Kreis sein soll, annehmen kann, ist $y = r$; so lange nun r kleiner ist, als der Werth von y, welchen Gleichung 47 darstellt, wird die größte resultirende Spannung des Querschnittes da liegen, wo y diesen relativ größten Werth hat, der möglich ist, also bei $y = r$, und für diesen Fall ist aus Gleichung 46

$$48)\quad \mathfrak{S} = P_z\left(\frac{1}{\pi r^2} + \frac{2 l_2}{\pi r^3}\right) = \frac{P_z}{\pi r^2}\left(1 + \frac{2 l_2}{r}\right).$$

Diese Spannung ist eine Querspannung, denn für $y = r$ wird $z = 0$, folglich $S_1 = 0$ (vergl. § 24), und wir würden für diesen Theil des Balkens, d. h. so lange nach Gleichung 47

$$r \leqq \frac{1}{8} r^2 \frac{l_2}{(l_1 - x)^2}$$

ist, $\mathfrak{S}$ höchstens $k_{(q)}$ setzen dürfen; es ergiebt sich dann für r die Gleichung:

$$49)\quad r^3 - \frac{P_z}{\pi k_q} r - \frac{P_z}{\pi k_q} \cdot 2 l_2 = 0$$

und die größte zulässige Belastung:

$$50)\quad P_z = k_{(q)} \cdot \frac{\pi r^3}{r + 2 l_2}.$$

Diese beiden Gleichungen gelten aber nur so lange, als r gleich oder kleiner, als der Werth von y aus Gleichung 47 ist; es ist aber:

$$r \leqq \frac{1}{8} r^2 \frac{l_2}{(l_1 - x)^2},$$

wenn

$$l - x \leqq \sqrt{\frac{r l_2}{8}},$$

oder

$$x \geqq l_1 - \sqrt{\frac{r l_2}{8}}.$$

Berechnet man aus der Gleichung 49 den Werth für r und setzt denselben hier ein, so wird bis zu dem Punkte

$$x = l_1 - \sqrt{\frac{r l_2}{8}}$$

r diesen constanten Werth behalten können, denn bis zu diesem Punkte hin wird die größte Spannung bei $y = r$ liegen; von dem Punkte ab, wo aber x kleiner als $l_1 - \sqrt{\frac{r l_2}{8}}$ wird, ist der Werth von y, welcher $\mathfrak{S}$ zu einem Maximum macht (Gleichung 47), kleiner als r, von diesem Punkte ab wird der Maximalwerth von $\mathfrak{S}$ bei $y = \frac{1}{8} r^2 \frac{l_2}{(l_1 - x)^2}$ liegen; man hat also diesen Werth von y in Gleichung 46 einzusetzen. Nach einer einfachen Reduction und Umformung ergiebt sich dann:

$$51)\quad \mathfrak{S} = \frac{P_{(z)}}{\pi r^3} \sqrt{\left[4(l_1 - x)^2 + l_2^2\right]\left[4 + \frac{r^2}{4(l_1 - x)^2}\right]}.$$

Gleichzeitig ist die Spannung S_1 nach Gleichung 44:

$$S_1 = -P_z \frac{l_1 - x}{B_2} z = -4 P_z \frac{(l_1 - x) z}{\pi r^4}.$$

Diese Spannung ist positiv für die negativen Werthe von z; und negativ für die positiven Werthe von z.

Es wird also die größte Zugspannung stattfinden in demjenigen Punkte der äußern Peripherie, welcher die Abscisse

$$y = \frac{1}{8} l_2 \frac{r^2}{(l_1 - x)^2}$$

und dabei eine negative Ordinate z hat, und die größte Druckspannung wird stattfinden für denselben Werth y, aber in dem Punkte, der die zugehörige positive Ordinate hat. Ist z. B. in Fig. 3 m der betrachtete Querschnitt, und wir machen $mn = \frac{1}{8} l_2 \frac{r^2}{(l_1 - x)^2}$, errichten in n eine Normale zu mn, so ist der Punkt p derjenige, in welchem die größte Zugspannung, der Punkt q derjenige, in welchem die größte Druckspannung stattfindet. Beide sind in absoluter Beziehung gleich groß. Je nachdem nun das Material für Zug oder für Druck eine kleinere Maximalspannung zuläßt, wird man S höchstens gleich diesem kleinsten Maximalwerth (§ 25) setzen dürfen; bezeichnen wir den kleinsten der beiden Werthe k_z und k_d im Allgemeinen mit k_0, so ist die größte zulässige Belastung des Körpers

$$52) \quad P_z = k_0 \frac{\pi r^3}{\sqrt{\left[4 (l_1 - x)^2 + l_2^2\right]\left[4 + \frac{r^2}{4 (l_1 - x)^2}\right]}}$$

und zur Bestimmung von r ergiebt sich die Gleichung:

$$53) \quad r^6 - \left(\frac{P_z}{\pi . k_0}\right)^2 . \left(1 + \frac{l_2^2}{4 (l_1 - x)^2}\right) r^2 - \left(\frac{P_z}{\pi k_0}\right)^2 \left(16 (l_1 - x)^2 + 4 l_2^2\right) = 0,$$

welches eine reducirte cubische Gleichung darstellt, wenn man $r^2 = u$ setzt.

Denken wir uns jetzt den Körper von gleicher Widerstandsfähigkeit (§ 22), so müssen die Gleichungen 49, resp. 53, für jeden Werth von x erfüllt werden. Die Form des Körpers wird dann folgende sein:

$$\text{Von } x = l_1 \text{ bis } x = l_1 - \sqrt{\frac{r l_2}{8}}$$

ist der Körper cylindrisch, und seine größten Spannungen sind Querspannungen; der Halbmesser des Cylinders bestimmt sich nach Gleichung 49.

$$\text{Von } x = l_1 - \sqrt{\frac{r l_2}{8}} \text{ bis } x = 0$$

schwillt der Körper allmälig an; sein Halbmesser bestimmt sich nach Gleichung 53; er wird am größten für $x = 0$.

Denkt man Fig. 4 die Ansicht eines solchen Körpers nach der Richtung der Y-Axe gesehen, und verbindet man die sämmtlichen Punkte der Oberfläche, in welchen die Maximalspannungen stattfinden, so ist von $x = l_1$ bis zu $x = l_1 - \sqrt{\frac{r l_2}{8}}$, also bis zu dem Abstande $\sqrt{\frac{r l_2}{8}}$ vom Lastpunkte die Linie der Maximalspannungen die Seite des Cylinders, und hier sind die Maximalspannungen Querspannungen; von diesem Punkte an theilt sich die Linie der größten Spannungen in zwei Zweige, von denen der untere, niedersteigend, die Linie der größten Zugspannungen, der andere, aufsteigend, die Linie der größten Druckspannungen angiebt. Denkt man von dieser Linie die Radien nach der X-Axe gezogen, so bilden dieselben in diesem dickeren Theile Spiralflächen.

Die Gleichungen 49 und 50 gelten, wie oben gezeigt, so lange

$$x \geqq l_1 - \sqrt{\frac{r l_2}{8}}$$

ist. Der kleinste Werth von x ist Null; wenn nun bei einem Körper dieser kleinste Werth von x also

$$0 \geqq l_1 - \sqrt{\frac{r l_2}{8}}$$

ist, so werden diese Gleichungen für den ganzen Körper gelten, und die Gleichungen 52 und 53 werden gar nicht zur Anwendung kommen. Diese Beziehung aber findet statt, wenn

$$54) \quad l_1 \leqq \sqrt{\frac{r l_2}{8}} \text{ oder } l_1^2 \leqq \frac{r l_2}{8} \text{ oder } r \geqq 8 \frac{l_1^2}{l_2} \text{ ist.}$$

Für den Fall also, wo der nach Gleichung 49 berechnete Halbmesser gleich oder größer als $\frac{8 l_1^2}{l_2}$ ist, wird der Körper von gleicher Widerstandsfähigkeit cylindrisch, und es genügt die Rechnung nach Gleichung 49. Dieser Fall wird aber nur selten eintreten, und wenn er nicht eintritt, dann muß man nach Gleichung 53 rechnen.

Die Gleichungen 49 und 53 löst man am besten durch Probiren; man vernachlässigt zuerst das zweite Glied, und bekommt dann r etwas zu klein; indem man r vergrößert, und in die Gleichung einsetzt, sieht man zu, ob dieselbe erfüllt wird; ist der Rest größer als Null, so ist r zu groß genommen; ist der Rest kleiner als Null, so ist r zu klein.

Als Näherungswerthe für r ergeben sich aus Gleichung 49:

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 P_z l_2}{\pi k_q}} \text{ für } r \geqq 8 \frac{l_1^2}{l_2}$$

aus Gleichung 53:

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 P_z}{\pi k_0}} \sqrt{l_2^2 + 4 (l_1 - x)^2} \text{ für alle anderen Fälle.}$$

Macht man den Körper durchweg cylindrisch, so muß r durchweg den Maximalwerth bekommen, welcher stattfindet, wenn $x = 0$ ist; dann ist näherungsweise:

$$55) \quad r = \sqrt[3]{\frac{2 P_z}{\pi k_0}} \sqrt{l_2^2 + 4 l^2}.$$

Diese Formel ist unter Andern von Wichtigkeit, und ohne Weiteres verwendbar für die Wellenköpfe, auf welchen Kurbelzapfen sitzen; und man übersieht leicht, welchen Fehler man hier macht, wenn man nach den einfachen und gewöhnlich gebräuchlichen Torsionsformeln rechnen wollte.

Wenn $l_2 = 0$ ist, so geht der Fall über in den cylindrischen, an einem Ende befestigten, am andern Ende in der Schwerpunktsaxe belasteten Balken. Jetzt wird in Gleichung 47 $y = 0$, d. h. die Maximalspannung (Zug- und Druckspannung) findet in dem Punkte statt, wo $z = r$ ist. Setzt man in Gleichung 46 $y = 0$; $l_2 = 0$, so ergiebt sich der Werth der größten resultirenden Spannung:

$$S = P_z \sqrt{\frac{16\,(l_1 - x)^2}{\pi^2} \cdot \frac{1}{r^6} + \frac{1}{\pi^2 r^4}}$$

$$= \frac{P_z}{\pi r^3} \sqrt{\frac{16\,(l_1 - x)^2}{r^2} + 1} = k_0.$$

Die Tragfähigkeit ist:

$$P_z = k_0 \cdot \pi r^3 \sqrt{\frac{1}{16\,(l_1 - x)^2 + r^2}},$$

und die Gleichung für r ist:

$$r^6 - \left(\frac{P_z}{\pi k_0}\right)^2 r^2 - \left(\frac{P_z}{\pi k_0}\right)^2 \cdot 16\,(l_1 - x)^2 = 0,$$

woraus näherungsweise:

$$r = \sqrt[3]{\frac{P_z}{\pi k_0} \cdot 4\,(l_1 - x)}$$

u. s. w.

§ 30. Körper mit gerader Axlinie und von rechteckigem Querschnitt auf Torsion und auf Bruch beansprucht.

Wir betrachten den Fall des vorigen Paragraphen mit der Abänderung, daß der Querschnitt des Balkens nicht ein Kreis, sondern ein Rechteck sein soll. (Fig. 5.)

Die Höhe des Rechteckes h liege in der Z-Axe.
„ Breite „ „ b „ „ „ Y-Axe.

Bekanntlich ist:

$$B_2 = \frac{1}{12} b h^3$$

$$B_3 = \frac{1}{12} h b^3$$

$$B_1 = B_2 + B_3 = \frac{1}{12} b h\,(h^2 + b^2)$$

$$v = b h.$$

Betrachten wir die Gleichung 45:

$$S = P_z \sqrt{\left[\frac{(l_1 - x)^2}{B_2^2} + \frac{l_2^2}{B_1^2}\right] z^2 + \left[\frac{1}{v} + \frac{l_2}{B_1} y\right]^2}$$

und untersuchen wir die Spannungen in irgend einem Querschnitt, so sehen wir, daß dieselben mit z und y wachsen; das größte z, gleichgiltig ob positiv oder negativ, und das größte positive y machen den Werth unter dem Wurzelzeichen zu einem Maximum, und daher finden die größten Spannungen in den Punkten p und q statt, und zwar, wie sich nach § 24 und durch Gleichung 44

$$S_1 = - P_z \frac{l_1 - x}{B_2} z$$

leicht einsehen läßt, bei dem größten $-z$ die größte Zugspannung, das ist im Punkte q, und bei dem größten $+z$, das ist im Punkte p, die größte Druckspannung, da für diese Punkte zugleich das größte positive y stattfindet. Nur für $x = l_1$ hat man $S_1 = 0$, und die größte Spannung am Ende des Balkens ist daher eine Querspannung.

Die Linien, welche die Punkte der Maximalspannungen sämmtlicher Querschnitte aufnehmen, sind also hier die Kanten des rechteckigen Balkens, welche durch p und durch q gehen (Fig. 6).

Der größte Werth von z in jedem Querschnitt ist $\frac{1}{2}h$ und der größte Werth von y in jedem Querschnitt ist $\frac{1}{2}b$, und folglich ist die größte resultirende Spannung, wenn man diese und die Werthe für B_1, B_2 und v in die Gleichung 45 einsetzt, und eine angemessene Umformung vornimmt:

$$56)\quad S = \frac{6 P_z}{b h} \sqrt{\frac{(l_1 - x)^2}{h^2} + \frac{\left(l_2 + \frac{1}{6} b\right)^2 + \frac{1}{36} h^2}{b^2 + h^2}} = k_0,$$

worin k_0 den kleineren der beiden Werthe k_z und k_d bedeutet. Die Tragfähigkeit des Balkens ist aber:

$$57)\quad P_z = \frac{\frac{1}{6} b h k_0}{\sqrt{\frac{(l_1 - x)^2}{h^2} + \frac{\left(l_2 + \frac{1}{6} b\right)^2 + \frac{1}{36} h^2}{b^2 + h^2}}}.$$

Nimmt man das Verhältniß zwischen b und h als constant an, also $\frac{b}{h} = \varepsilon$, so geht die Gleichung über in:

$$58)\quad P_z = \frac{\frac{1}{6} h^3 k_0 \cdot \varepsilon}{\sqrt{(l_1 - x)^2 + \frac{\left(l_2 + \frac{\varepsilon}{6} h\right)^2 + \frac{1}{36} h^2}{\varepsilon^2 + 1}}}.$$

Vernachlässigt man unter dem Wurzelzeichen die Werthe $\frac{1}{36} h^2$ und $\frac{\varepsilon}{6} h$, was so viel heißt, als die Spannung S_3 vernachlässigen, so bekommt man näherungsweise:

$$59)\quad P_z = \frac{\frac{1}{6} h^3 k_0 \varepsilon}{\sqrt{(l_1 - x)^2 + \frac{l_2^2}{\varepsilon^2 + 1}}}.$$

und ebenfalls näherungsweise:

$$60)\quad h = \sqrt[3]{\frac{b P_z}{k_0 \varepsilon} \sqrt{(l_1 - x)^2 + \frac{l_2^2}{\varepsilon^2 + 1}}}.$$

Der größte Querschnitt findet bei $x = 0$ statt, und für einen quadratischen Balken hätte man $\varepsilon = 1$ und dann näherungsweise:

61) $$h = \sqrt[3]{\frac{3 P_z}{f_0}} \sqrt{4 l_1^2 + 2 l_2^2}.$$

Rückt die Last P_z in die Kante des Balkens, so daß $l_2 = \frac{1}{2} b = \frac{1}{2} \varepsilon h$ wird, so folgt aus Gleichung 58 die Tragfähigkeit des Balkens:

$$P_z = \frac{\frac{1}{6} h^3 f_0 \varepsilon}{\sqrt{(l_1 - x)^2 + h^2 \frac{\frac{4}{9}\varepsilon^2 + \frac{1}{36}}{\varepsilon^2 + 1}}}$$

62) $$= \frac{h^3 f_0 \varepsilon}{\sqrt{36 (l_1 - x)^2 + h^2 \frac{16 \varepsilon^2 + 1}{\varepsilon^2 + 1}}}.$$

Für einen quadratischen Balken, bei welchem die Last an einem Ende, und zwar in der äußeren Kante des Balkens wirksam ist, und dessen Seite constant gleich h ist (Fig. 7), würde also die Tragfähigkeit sein:

63) $$P = \frac{h^3 . f_0}{\sqrt{36 l_1^2 + \frac{17}{2} h^2}},$$

wirkt dagegen die Last am Ende des Balkens, aber in der Schwerpunktsaxe, so ergiebt sich nach Gleichung 58 die Tragfähigkeit, da $l_2 = 0$ ist:

64) $$P_1 = \frac{h^3 f_0}{\sqrt{36 l_1^2 + h^2}}.$$

Man sieht, daß im ersten Falle die Tragfähigkeit nur $\sqrt{\frac{36 l_1^2 + h^2}{36 l_1^2 + \frac{17}{2} h^2}} = \sqrt{\frac{72 l_1^2 + 2 h^2}{72 l_1^2 + 17 h^2}}$ soviel beträgt, als im zweiten Falle.

Wird $l_2 = 0$, so geht die Beanspruchung des Querschnittes in Querfestigkeit über, wie dies am Ende des Balkens eintritt; es ergiebt sich, daß, wenn die Mittelkraft sämmtlicher Kräfte, welche den Querschnitt auf Querfestigkeit beanspruchen, durch den Schwerpunkt des Querschnittes geht (Fig. 8a), die Tragfähigkeit nach Gleichung 64, indem man $l_1 = 0$ setzt, und anstatt f_0 den Werth f_q einführt:

$$P_1 = h^2 f_q$$

ist; wenn dagegen die Kraftrichtung durch eine Kante geht (Fig. 8b), so ist die Tragfähigkeit, indem man in Gleichung 63 den Werth $l_1 = 0$ setzt:

65) $$P = h^2 f_q \sqrt{\frac{2}{17}} = 0{,}344\, h^2 f_q,$$

also nur ungefähr $\frac{1}{3}$ so groß, als in jenem Falle.

§ 31. Körper mit gerader Axlinie in der Ebene derselben, jedoch außerhalb der Axlinie in beliebiger Richtung belastet.

Wir kehren zu dem in § 28 behandelten allgemeinen Falle zurück, und specialisiren denselben jetzt in der Weise, daß die Kraft P_z nun gleich Null gesetzt wird. Es bleiben dann die Kräfte P_t und P_u übrig, welche beide in derselben Ebene liegen, in welcher auch die Axlinie liegt. Diese beiden Kräfte setzen sich zu einer resultirenden zusammen, welche wir mit P bezeichnen, und indem wir den Winkel, den die Richtung P mit der X-Axe macht, β nennen, ergiebt sich

$$P_t = P . \cos\beta,$$
$$P_u = P \sin\beta.$$

Setzen wir diese Werthe von P_t und P_u in Gleichung 43 ein, indem wir zugleich $P_z = 0$ setzen, so ergeben sich für die Einzelspannungen folgende Werthe:

66)
$$\begin{cases} S_1 = \frac{P . \cos\beta}{v} + P \frac{l_2 . \cos\beta - (l_1 - x)\sin\beta}{B_3} y = \\ \quad = \frac{P \cos\beta}{v}\left[1 + \frac{l_2 - (l_1 - x)\tang\beta}{B_3} . v\, y\right] \\ S_2 = P . \frac{\sin\beta}{v} \\ S_3 = 0, \end{cases}$$

und folglich ist die resultirende Spannung:

67) $$S = \frac{P}{v}\sqrt{\left[\cos\beta + (l_2\cos\beta - (l_1 - x)\sin\beta)\frac{yv}{B_3}\right]^2 + (\sin\beta)^2}$$

67a) $$S = \frac{P}{v} . \cos\beta \sqrt{\left[1 + (l_2 - (l_1 - x)\tang\beta)\frac{yv}{B_3}\right]^2 + (\tg)\beta^2}.$$

Diese Spannung wird ein Maximum,

a) wenn $\cos\beta$ und $[l_2 \cos\beta - (l_1 - x)\sin\beta]$ gleiche Vorzeichen haben, für das größte positive y,

b) wenn $\cos\beta$ und $[l_2 . \cos\beta - (l_1 - x)\sin\beta]$ entgegengesetzte Vorzeichen haben, für das größte negative y.

Da nun der Ausdruck

$$\cos\beta + \left[l_2 \cos\beta - (l_1 - x)\sin\beta\right] =$$
$$= \left\{1 + \left[l_2 - (l_1 - x)\tang\beta\right]\right\}\cos\beta$$

ist, so kann man auch sagen, das Maximum der Spannung liege bei dem größten positiven y, wenn $l_2 - (l_1 - x)\tang\beta$ positiv ist; und es liege bei dem größten negativen y, wenn $l_2 - (l_1 - x)\tang\beta$ negativ ist.

Nun ist aber $l_2 - (l_1 - x)\tang\beta$ immer positiv, wenn l_2 positiv ist (was wir stets voraussetzen können, da wir das Coordinatensystem danach legen können) und wenn zugleich $\tang\beta$ negativ ist, d. h. wenn der Winkel β im zweiten oder im vierten Quadranten liegt, d. h. wenn

nung, wenn cos β negativ ist (die Richtung von P im III. Quadranten liegt).

Aus dieser Darstellung folgt als Schlußresultat:

Die größte Spannung ist immer eine Zugspannung, wenn die Richtung der Kraft im I. oder IV. Quadranten liegt; sie ist immer eine Druckspannung, wenn die Richtung der Kraft im II. oder III. Quadranten liegt; sie liegt im Allgemeinen auf derselben Seite des Balkens, auf welcher der Angriffspunkt von P liegt, und nur für solche Querschnitte des Balkens auf der entgegengesetzten Seite, welche etwa zwischen dem Befestigungspunkt und dem Durchschnittspunkt der Querschnittesaxe (nicht etwa deren Verlängerung) mit der Kraftrichtung vorkommen können.

Weiß man, daß die größte Spannung eine Zugspannung oder eine Druckspannung ist, und weiß man auch, wo dieselbe liegt, so ist die Bestimmung der Tragfähigkeit in dem Falle ohne Weiteres zu machen, wenn das Material des Körpers für diese Art der Beanspruchung auch den kleinsten Werth für k hat: ist z. B. die größte Spannnng eine Zugspannung, und ist das Material Gußeisen, so braucht man nur diese größte Spannung $S = k_{(z)}$ zu setzen.

Wenn dagegen die größte Spannung nicht von derselben Art ist, wie diejenige, für welche das Material die kleinere zuläßige Maximalbelastung hat, so muß man noch die größte Spannung dieser letzten Art ermitteln, um dieselbe gleich der zuläßigen Marimalbelastung zu setzen. Wäre also die größte resultirende Spannung eine Druckspannung, und das Material wäre Gußeisen, so müßte man noch die in dem betreffenden Querschnitte liegende größte Zugspannung ermitteln, und dann sowohl die größte Druckspannung gleich $k_{(d)}$ als auch die größte Zugspannuug gleich $k_{(z)}$ setzen, hieraus beide Male die Tragfähigkeit bestimmen, und dann ist der kleinere der so bestimmten Werthe die zuläßige sichere Tragfähigkeit.

Man bemerkt aber leicht, daß, wenn die größte Druckspannung beim größten positiven y liegt, die größte Zugspannung des Querschnittes beim größten negativen y liegen müsse, und umgekehrt.

Nunmehr können wir untersuchen, welche Kraftrichtung diejenige sei, die einen Querschnitt auf die ungünstigste Weise in Anspruch nimmt. Es ist diejenige, welche für diesen Querschnitt S zu einem Maximum macht, und wir werden daher in dem Ausdruck für S (Gl. 67):

$$S = \frac{P}{v}\sqrt{\left[\cos\beta + (l_2 \cdot \cos\beta - (l_1 - x)\sin\beta)\frac{vy}{B_3}\right]^2 + \sin\beta^2}$$

den Winkel β so zu bestimmen haben, daß der Ausdruck unter dem Wurzelzeichen ein Maximum werde.

Bezeichnen wir der Kürze wegen den Werth (l mit e und den Werth $\frac{vy}{B_3}$ mit q, so ist der Ausdr

$$[\cos\beta + (l_2\cos\beta - e\sin\beta)q]^2 + \sin\beta^2$$

zu einem Maximum zu machen.

Um nach β zu differenziren, rechnen wir zue Quadrat der [] aus, und ordnen dann nach den funktionen von β. Dies giebt:

$$q\left\{\cos\beta^2(2l_2 + q l_2^2) - 2\sin\beta\cdot\cos\beta(e + e q l) + e^2 q\cdot\sin\beta^2\right.$$

Indem wir nun nach β differenziren, ergiebt erster Differenzialquotient

$$-(2l_2+ql_2^2)\cdot 2\cos\beta\cdot\sin\beta - 2(e+eql)(\cos\beta^2 - \sin\beta^2) + q e^2\cdot 2\sin\beta$$

als zweiter Differenzialquotient:

$$-(2l_2+ql_2^2)\cdot 2(\cos\beta^2-\sin\beta^2) + 4(e+eql)[2\cos\beta\sin\beta] + 2qe^2(\cos\beta^2 -$$

Wenn wir den ersten Differenzialquotient

$$2\cos\beta\cdot\sin\beta = \sin 2\beta$$

dividiren, so ergiebt sich mit Rücksicht darauf, daß $-\sin\beta^2 = \cos 2\beta$ ist:

$$\sin 2\beta\,[q e^2 - q l_2^2 - 2l_2 - 2(e + e q l_2)\cot g$$

und der zweite Differenzialquotient geht, wer ebenso verfährt, über in:

$$2\cdot\sin 2\beta\,[\cot g\,2\beta\,(q e^2 - q l_2^2 - 2l_2) + 2(e +$$

Indem man nun den ersten Differenzialqu ten gleich Null setzt, ergiebt sich:

$$68)\quad \cot g\,2\beta = \frac{q(e^2 - l_2^2) - 2l_2}{2e(1+ql_2)} = \frac{\frac{vy}{B_3}[(l_1-x)^2 - l_2^2}{2(l_1-x)\left(1+\right.}$$

und wenn man diesen Werth in den zweiten Di zialquotienten einsetzt, so erhält man:

$$69)\quad \sin 2\beta\left\{\frac{[q e^2 - q l_2^2 - 2l_2]^2 + 4(e + e q l_2}{e(1+ql_2)}\right.$$

Um zu erfahren, ob der Werth der Gleichung S ein Maximum oder ein Minimum liefert, muß m Werth 69 auf sein Vorzeichen untersuchen. Zähler in den Klammern die Summe zweier Q steht, und dieselbe daher immer positiv ist, so kon nur auf das Vorzeichen des Werthes

$$\frac{\sin 2\beta}{e(1+ql_2)} = \frac{\sin 2\beta}{(l_1+x)\left(1+\frac{vy}{B_3}l_2\right)}$$

an. Wird l_2 positiv angenommen, so hängt das chen dieses Werthes nur von dem Vorzeichen von y u $\sin 2\beta$ ab. Liegt also die größte resultirende nung bei einem positiven y, so muß $\sin 2\beta$ n sein, wenn der Winkel β, der durch die Gleichung

Für den Fall der Figur 12:

$$\begin{cases} P = \sigma \,.\, 25\,\pi\, d^2 = \sigma \,.\, 78{,}54\, d^2 \\ P = \sigma \,.\, 71\,\pi\, d^2 = \sigma \,.\, 223{,}0\, d^2, \end{cases}$$

daher die größte zulässige Belastung:

$$P = \sigma : 25\,.\,\pi\, d^2 = \sigma \,.\, 78{,}54\, d^2.$$

Für den Fall der Figur 13:

$$P = \sigma \,.\, 42{,}5\,\pi\, d^2,$$
$$P = \sigma \,.\, 41{,}7\,\pi\, d^2,$$

daher die größte zulässige Belastung:

$$P = \sigma \,.\, 41{,}7\,\pi\, d^2 = \sigma\, 131\, d^2.$$

Für Schmiedeeisen wäre in beiden Fällen ($k_z = k_d$ = 750 Atmosphären):

$$P = \sigma \,.\, 37{,}5\,\pi\, d^2 = \sigma\, 117{,}8\, d^2$$

die größte zulässige Belastung.

Für P in Centnern, d in Zehntelfuß ist $\sigma = 1/5$ (§ 13) folglich:

für Gußeisen: Fig. 12: $P = 5\,\pi\, d^2$
Fig. 13: $P = 8{,}3\,\pi\, d^2$,

für Schmiedeeisen in beiden Fällen $P = 7{,}7\,\pi\, d^2$ u. s. w.

Für den quadratischen Querschnitt ist:

$$v = a^2; \quad y = \frac{1}{2}a; \quad B_3 = \frac{1}{12}a^4,$$

mithin für den Fall der Figur 12:

78) $\left.\begin{cases} P = \frac{1}{4}a^2 \,.\, k_{(z)} \\ P = \frac{1}{2}a^2\, k_{(d)} \end{cases}\right\}$ Gußeisen $\begin{matrix} P = \sigma \,.\, 125\, a^2 \\ P = \sigma \,.\, 425\, a^2, \end{matrix}$

wovon der kleinere Werth (Gußeisen: $P = \sigma \,.\, 125\, a^2$) gilt; für den Fall der Figur 13:

79) $\left.\begin{cases} P = \frac{1}{4}a^2\, k_{(d)} \\ P = \frac{1}{2}a^2\, k_{(z)} \end{cases}\right\}$ Gußeisen $\begin{matrix} P = \sigma \,.\, 212{,}5\, a^2 \\ P = \sigma \,.\, 250\, a^2, \end{matrix}$

wovon der kleinere Werth (Gußeisen: $P = \sigma \,.\, 212{,}5\, a^2$) gilt.

Wenn bei dem quadratischen Querschnitt die Richtung der Kraft P nicht durch die Mitte einer Seite, sondern durch eine Kante geht (Figur 14 und 15) so ist:

$$v = a^2; \quad y = \frac{a}{2}\sqrt{2}; \quad B_3 = \frac{1}{12}a^4,$$

mithin für den Fall der Figur 14:

80) $\begin{cases} P = \frac{1}{7}a^2\, k_{(z)} \\ P = \frac{1}{5}a^2\, k_{(d)} \end{cases}$

und für den Fall der Figur 15:

81) $\begin{cases} P = \frac{1}{7}a^2\, k_{(d)} \\ P = \frac{1}{5}a^2\, k_{(z)} \end{cases}$

wovon der kleinere Werth gilt u. s. w.

c) Die Richtung der Belastung liegt in der Ebene der Axlinie, kann aber unter den stigsten Winkel auf den Balken wirken.

Wir wollen diesen Fall, der wie die vori sehr verschiedene Combinationen zuläßt, an einem specialisiren, weil dies genügen wird, um den Rechnung zu veranschaulichen und danach ähnlich zu bearbeiten.

Eine cylindrische Säule von der Länge l_1 unteren Durchmesser d, trägt an ihrem Querarm von der Länge l_2. Eine Last P. dieses Querarmes kann verschiedene A gen die Richtung der Säule annehmen. W der ungünstigste Winkel? und wie groß i ungünstigsten Winkel die größte zulässige L der Säule?

Figur 16 stelle die Anordnung der Säule der Lage, welche wir bisher für das Coordina angenommen haben.

Für den Befestigungsquerschnitt ist x= $v = \frac{1}{4}\pi\, d^2$; $y = \frac{1}{2}d$; $B_3 = \frac{1}{64}\pi\, d^4$ ist, f

$$\frac{v\,y}{B_3} = \frac{8}{d},$$

folglich bestimmt sich nach Gleichung 68 der A Winkel durch:

$$\operatorname{cotg} 2\beta = \frac{\frac{8}{d}(l_1^2 - l_2^2) - 2\,l_2}{2\,l_1\left(1 + \frac{8}{d}l_2\right)},$$

$$= \frac{8\left(\frac{l_1}{d}l_1 - \frac{l_2}{d}.l_2\right) - 2\,l_2}{2\,l_1 + 16\,\frac{l_1}{d}\,l_2}.$$

Setzen wir $\frac{l_1}{d} = \delta$ und $\frac{l_2}{d} = \gamma$, so ist

$l_1 = \delta \,.\, d \quad l_2 = \gamma\, d$, folglich

$$\operatorname{cotg} 2\beta = \frac{8\,(\delta^2\, d - \gamma^2\, d) - 2\,\gamma\, d}{2\,\delta\, d + 16\,\delta\,\gamma\, d}$$

$$= \frac{8(\delta^2 - \gamma^2) - 2\,\gamma}{2\,\delta + 16\,\gamma\,\delta} = \frac{1}{\delta}\cdot\frac{8(\delta^2 - \gamma}{2 +}$$

z. B. man hat:

für $l_2 = 0$; $l_2 = d$; $l^2 = 2$

$$\operatorname{cotg} 2\beta = 4\,\delta; \quad \frac{1}{\delta}\left(\frac{4\,\delta^2 - 5}{9}\right); \quad \frac{1}{\delta}\left(\frac{4\,\delta^2 -}{17}\right.$$

für $l_2 = 3d$.

$$\operatorname{cotg} 2\beta = \frac{1}{\delta}\left(\frac{4\,\delta^2 - 39}{25}\right).$$

Für diejenigen Werthe von δ, welche diese für cotg. 2β positiv machen, liegt nach der am Schlusse des § 31 der Winkel 2β im drit dranten und für solche Werthe, welche den

cotg. 2β negativ machen, liegt 2β im vierten Quadranten. Es folgt daraus, daß der Winkel β selbst nur im zweiten oder dritten Quadranten liegen kann, daß also überhaupt die ungünstigste Belastung der Säule immer eine solche sein wird, bei welcher die positive Seite der Schwerpunktsaxe auf Druckspannung beansprucht wird. (Vergl. § 31.) Die folgende Tabelle giebt für verschiedene Werthe von γ und δ den Winkel cotg. 2β, den Winkel 2β und den Winkel β.

Tabelle über die ungünstigsten Winkel, unter welchen eine Kraft auf eine cylindrische Säule wirken kann.

$l_1 =$		$l_2 = 0$	$l_2 = d$	$l_2 = 2d$	$l_2 = 3d$
d	cotg $2\beta =$	4,0000	— 0,11111	— 0,8238	— 1,4000
	$2\beta =$	194°	353° 40′	320° 35′	305° 30′
	$\beta =$	97°	176° 50′	160° 17½′	152° 45′
2 d	cotg $2\beta =$	8,0000	0,611111	— 0,05882	— 0,4600
	$2\beta =$	187° 10′	238° 30′	356° 40′	335° 20′
	$\beta =$	93° 35′	119° 15′	178° 20′	167° 40′
3 d	cotg $2\beta =$	12,0000	1,1482	0,3471	— 0,0400
	$2\beta =$	184° 50′	229°	250° 50′	357° 40′
	$\beta =$	92° 25′	114° 30′	125° 25′	178° 50′
4 d	cotg $2\beta =$	16,000	1,6389	0,6765	0,2500
	$2\beta =$	183° 35′	211° 30′	236°	256°
	$\beta =$	91° 47½′	105° 45′	118°	128°
5 d	cotg $2\beta =$	20,000	2,1111	0,9647	0,7880
	$2\beta =$	182° 55′	205° 20′	226°	244°
	$\beta =$	91° 27½′	102° 40′	113°	122°
6 d	cotg $2\beta =$	24,000	2,5741	1,2347	0,7000
	$2\beta =$	182° 25′	201° 15′	219°	235°
	$\beta =$	91° 12½′	100° 37½′	109° 30′	117° 30′
8 d	cotg $2\beta =$	30,000	3,4861	1,7500	1,0750
	$2\beta =$	181° 55′	196°	209° 50′	223°
	$\beta =$	90° 57½′	98°	104° 55′	111° 30′
10 d	cotg $2\beta =$	40,000	4,3888	2,2471	1,4440
	$2\beta =$	181° 25′	192° 50′	204°	214° 40′
	$\beta =$	90° 42½′	96° 25′	102°	107° 20′
12 d	cotg $2\beta =$	48,000	5,3426	2,7353	1,7900
	$2\beta =$	181° 12′	190° 35′	200° 5′	209° 10′
	$\beta =$	90° 36′	95° 17½′	100° 2½′	104° 35′
15 d	cotg $2\beta =$	60,000	6,6296	3,4236	2,2960
	$2\beta =$	180° 55′	188° 25′	196° 15′	203° 35′
	$\beta =$	90° 27½′	94° 12½′	98° 7½′	101° 47½′
20 d	cotg $2\beta =$	80,000	8,8611	4,6530	3,1220
	$2\beta =$	180° 45′	186° 35′	192° 5′	197° 45′
	$\beta =$	90° 22½′	93° 17½′	96° 2½′	98° 52½′
25 d	cotg $2\beta =$	100,000	11,0900	5,8400	3,9200
	$2\beta =$	180° 35′	185° 10′	189° 45′	194° 18′
	$\beta =$	90° 17½′	92° 35′	94° 52½′	97° 9′

Man sieht aus dieser Zusammenstellung, daß, je länger die Säule ist, daß um so mehr der ungünstigste Winkel, unter welchem dieselbe von der Kraft in Anspruch genommen wird, sich dem rechten Winkel nähert. Liegt

der Angriffspunkt der Kraft in der Schwerpunktsaxe, so weicht der ungünstigste Winkel überhaupt nur wenig von dem rechten Winkel ab; je weiter aber der Angriffspunkt der Kraft aus der Schwerpunktsaxe herausrückt, und je kürzer die Säule ist, desto mehr entfernt sich der ungünstigste Winkel von dem rechten Winkel.

Ist die Länge der Säule gleich der Entfernung des Angriffspunktes der Kraft von der Schwerpunktsaxe, so beträgt bei den hier berechneten Verhältnissen der ungünstigsten Winkel etwa 177 bis 179 Grad. In diesem Falle hat überhaupt der ungünstigste Winkel seinen größten Werth. Ist die Länge der Säule größer oder kleiner als die Entfernung des Angriffspunktes der Kraft von der Schwerpunktsaxe, so nimmt der Winkel von diesem Maximalwerth ab. Immer aber bleibt der ungünstigste Winkel im zweiten Quadranten.

Beispiel:

Wie groß ist die Tragfähigkeit einer cylindrischen Säule, deren Länge das Sechsfache ihres Durchmessers beträgt, wenn die Entfernung des Angriffspunktes der Kraft von der Schwerpunktsaxe das Dreifache des Durchmessers der Säule beträgt, und wenn diese Kraft unter dem ungünstigsten Winkel wirken kann (Fig. 17.)

Nach der Tabelle ist der ungünstigste Winkel:

$$\beta = 117^\circ\,30' \qquad 62^\circ\,30'$$

$$\operatorname{tang}\beta = -1{,}9210 \quad \cos\beta = -0{,}8870.$$

Nach Gleichung 67a ist also die größte resultirende Spannung:

$$\mathfrak{S} = \frac{P}{v} \cdot 0{,}8870 \sqrt{\left[1 + (l_2 + (l_1 - x)\,1{,}921)\,\frac{y\,v}{B_3}\right]^2 + (1{,}921)^2}.$$

Diese Spannung ist eine Druckspannung und findet bei dem größten positiven y statt, wie die Entwickelungen in § 31 nachweisen; sie wird am größten für $x = 0$, und da, wie vorhin angeführt, für diesen Fall

$$v = \frac{1}{4}\pi d^2; \quad y = \frac{1}{2} d; \quad B_3 = \frac{1}{64}\pi d^4$$

$$\frac{y\,v}{B_3} = \frac{8}{d};$$

zufolge der Aufgabe aber $l_2 = 3\,d$; $l_1 = 6\,d$ ist, so ist die größte resultirende Spannung:

$$\mathfrak{S} = \frac{4P}{\pi d^2} \cdot 0{,}887 \sqrt{\left[1 + (3\,d + 6\,d \,.\, 1{,}921)\,\frac{8}{d}\right] + (1{,}921)^2}$$

$$= \frac{4P}{\pi d^2} \cdot 0{,}887 \sqrt{(117{,}2)^2 + (1{,}921)^2} = 415{,}8 \,.\, \frac{P}{\pi d^2}.$$

Diese größte Druckspannung ist gleich $k_{(d)}$ zu setzen, und es ergiebt sich:

$$P = \frac{\pi d}{415{,}8}\, k_{(d)}.$$

Dagegen findet die größte Zugspannung in demselben Querschnitt $x = 0$ statt bei dem größten negativen y; für dasselbe ist:

$$-\frac{y\,v}{B_3} = -\frac{8}{d},$$

folglich ergiebt sich die größte resultirende Zugspannung:

$$\mathfrak{S} = \frac{4P}{\pi d^2} \cdot 0{,}887 \sqrt{[1 - (3 + 6 \,.\, 1{,}921)\,8]^2 + (1{,}921)^2}$$

$$= \frac{4P}{\pi d^2} \cdot 0{,}887 \sqrt{[-115{,}2]^2 + (1{,}921)^2} = 409{,}1\,\frac{P}{\pi d^2}.$$

Dieser Werth ist $= k_{(z)}$ zu setzen, und daraus ergiebt sich die Belastung:

$$P = \frac{\pi d^2}{409{,}1} \cdot k_{(z)}.$$

Der kleinere dieser beiden für P berechneten Werthe ist die zulässige Tragfähigkeit.

§ 33. Belastungsfähigkeit stehender Säulen.

Die hier entwickelten Gesetze (§ 31) geben noch sehr einfachen Aufschluß über ein Problem, das durch die bisherigen Theorien in ziemlich gezwungener Weise gelöst worden ist; nämlich über die zulässige Belastung von Säulen für den Fall, wo die Last auf dem oberen Ende der Säule ruht, und ihr Angriffspunkt in der Schwerpunktsaxe liegt. Man weiß erfahrungsmäßig, daß, je höher die Säule im Verhältniß zu ihrem Durchmesser ist, desto geringer darf nur die Belastung sein, welche man als Tragfähigkeit mit Sicherheit gestatten darf. Dies hat man nun aus der Berechnung auf Festigkeit durch die bisherigen Theorien nicht nachzuweisen vermocht, man hat vielmehr stets die Zuflucht nehmen müssen zu einer vorausgesetzten Formveränderung, welche als eine seitliche Ausbiegung gedacht wird, und nun hat man die Kraft berechnet, welche eine gewisse seitliche Ausbiegung würde hervorbringen können. Dadurch ist man denn zu Resultaten gelangt, welche der Praxis sehr wenig entsprechen, z. B. daß eine mit ihrem unteren Ende frei aufstehende Säule eine viermal so große Tragfähigkeit besitze, als wenn dieselbe mit dem untern Ende festgeklemmt ist, u. s. w.

So lange die Belastung absolut in der Richtung der Axlinie wirkt, und letztere eine gerade Linie ist, läßt sich natürlich weder beweisen, daß die Säule sich seitlich ausbiegen müsse, noch daß ihre Tragfähigkeit in irgend welcher Weise von ihrer Länge abhängig sei; selbst wenn die Belastung mit ihrem Angriffspunkte aus der Axlinie herausrückt, verschwindet noch die Länge der Säule in dem Ausdruck für die Tragfähigkeit, so lange man die Richtung der Belastung parallel mit der Axlinie annimmt (vergl. die Resultate des § 32). Erst wenn man annimmt, daß die Richtung der Belastung von der Richtung der Axlinie abweicht, kann man erkennen, daß die Höhe der Säule einen Einfluß auf die Belastungsfähigkeit haben müsse.

Wir denken eine mit ihrem unteren Ende frei aufstehende Säule an ihrem oberen Ende belastet; der Angriffspunkt der Belastung liege in der Schwerpunktsaxe bei m (Fig. 18), aber man ist nicht sicher, daß die Richtung der Belastung immer genau mit der Schwerpunktsaxe zusammenfalle. Die größte Abweichung, welche die Richtung der Belastung von der Schwerpunktsaxe annehmen kann, ohne die Säule auf Umkippen zu beanspruchen, findet offenbar statt, wenn die Richtung der Belastung durch die äußerste Begrenzung der unteren Basis geht, also wenn dieselbe die Richtung mn (Fig. 18) annimmt. Soll die Tragfähigkeit der Säule für diesen ungünstigsten Fall berechnet werden, so hat man offenbar für den Winkel β den Winkel amn zu setzen; und es ist:

$$\operatorname{tang}\beta = -\frac{y}{l_1};\quad \cos\beta = -\sqrt{\frac{l_1^2}{l_1^2+y^2}},$$

wenn wir unter y die größte positive Ordinate des Querschnittes an der Basis verstehen, und indem wir in dem Werth für die größte Spannung der Gleichung 67a $x=0$ und $l_2=0$ setzen, und diese Werthe einführen, bekommen wir:

$$\mathfrak{S} = -\frac{P}{v}\sqrt{\frac{l_1^2}{l_1^2-y^2}}\sqrt{\left[1+\frac{y^2 v}{B_3}\right]^2+\frac{y^2}{l_1^2}}.$$

Dies ist die größte resultirende Spannung des unteren Querschnittes, und zwar zugleich eine Druckspannung (§ 31). Die größte Zugspannung findet bei dem größten negativen Werthe von y statt, und wenn wir diesen in die Gleichung 67a einsetzen, ergiebt sich:

$$\mathfrak{S} = \frac{P}{v}\sqrt{\frac{l_1^2}{l_1^2-y^2}}\sqrt{\left[1-\frac{y^2 v}{B_3}\right]^2+\frac{y^2}{l_1^2}}.$$

Nach gehöriger Umformung, und wenn man die größte Druckspannung $= k_{(d)}$ die größte Zugspannung $= k_z$ setzt, ergiebt sich die größte Druckspannung:

$$82)\quad \begin{cases} k_{(d)} = \dfrac{P}{v}\sqrt{\dfrac{\left[1+\frac{y^2 v}{B_3}\right]^2 l_1^2+y^2}{l_1^2+y^2}}, \\ k_{(z)} = \dfrac{P}{v}\sqrt{\dfrac{\left[\frac{y^2 v}{B_3}-1\right]^2 l_1^2+y^2}{l_1^2+y^2}}. \end{cases}$$

Setzt man $\frac{l_1}{y}=\alpha$; $y=\frac{l_1}{\alpha}$, so findet man die größte Tragfähigkeit der Säule:

$$83)\quad \begin{cases} P = v\,k_{(d)}\sqrt{\dfrac{\alpha^2+1}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}+1\right)^2\alpha^2+1}}, \\ P = v\,k_{(z)}\sqrt{\dfrac{\alpha^2+1}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}-1\right)^2\alpha^2+1}}. \end{cases}$$

Von diesen Werthen ist wieder der kleinere als maaßgebend anzusehen.

Beispiel:

Eine hohle Säule hat den inneren Durchmesser d_1, den äußeren Durchmesser d (Fig. 19); es ist

$$\frac{d_1}{d}=\varepsilon;\quad d_1=\varepsilon d.$$

Wir haben:

$$v=\frac{1}{4}\pi(d^2-d_1^2)=\frac{1}{4}\pi d^2(1-\varepsilon^2),$$

$$y=\frac{1}{2}d;$$

$$\alpha=\frac{l_1}{y}=\frac{l_1}{d};\quad \frac{l_1}{d}=\frac{1}{2}\alpha,$$

$$B_3=\frac{1}{64}\pi(d^4-d_1^4)=\frac{1}{64}\pi d^4(1-\varepsilon^4),$$

$$\frac{y^2 v}{B_3}=\frac{4}{1+\varepsilon^2},$$

folglich erhält man nach gehöriger Umformung, wenn man diese Werthe in die Gleichung 83 einsetzt:

$$84)\quad \begin{cases} P = k_{(d)}\dfrac{\pi d^2}{4}(1-\varepsilon^4)\sqrt{\dfrac{\alpha^2+1}{(5+\varepsilon^2)^2\alpha^2+(1+\varepsilon^2)^2}} \text{ ob.} \\ P = k_{(z)}\dfrac{\pi d^2}{4}(1-\varepsilon^4)\sqrt{\dfrac{\alpha^2+1}{(3-\varepsilon^2)^2\alpha^2+(1+\varepsilon^2)^2}}. \end{cases}$$

Für $\varepsilon=0$, also für massive Säulen, ergiebt sich:

$$85)\quad \begin{cases} P = k_{(d)}\cdot\dfrac{\pi d^2}{4}\sqrt{\dfrac{\alpha^2+1}{25\,\alpha^2+1}}, \\ P = k_{(z)}\cdot\dfrac{\pi d^2}{4}\sqrt{\dfrac{\alpha^2+1}{9\,\alpha^2+1}}. \end{cases}$$

Für $\varepsilon=0{,}8$; also für Säulen, deren Wanddicke $\frac{1}{10}$ des äußeren Durchmessers ist, erhält man

$$\varepsilon^2=0{,}64\quad \varepsilon^4=0{,}4096$$

$$86)\quad \begin{cases} P = k_{(d)}\cdot\dfrac{\pi d^2}{4}\cdot 0{,}59\sqrt{\dfrac{\alpha^2+1}{31{,}8\,\alpha^2+2{,}56}}, \\ P = k_{(z)}\cdot\dfrac{\pi d^2}{4}\cdot 0{,}59\sqrt{\dfrac{\alpha^2+1}{5{,}57\,\alpha^2+2{,}56}}. \end{cases}$$

Von den beiden für P zu findenden Werthen gilt natürlich als zuverlässige Tragfähigkeit der kleinere. Nun giebt der nach der Druckbelastung berechnete Werth eine kleinere Tragfähigkeit, wenn (Gleichung 83):

$$k_{(d)}\sqrt{\frac{\alpha^2+1}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}+1\right)^2\alpha^2+1}} < k_z\sqrt{\frac{\alpha^2+1}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}-1\right)^2\alpha^2+1}}$$

ist, oder wenn

$$\left(\frac{k_{(d)}}{k_{(z)}}\right)^2 < \frac{\left(\frac{y^2 v}{B_3}+1\right)^2\alpha^2+1}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}-1\right)^2\alpha^2+1}$$

das ist, wenn

$$\alpha^2\left[\left(\frac{y^2 v}{B_3}+1\right)^2-\left(\frac{k_d}{k_z}\right)^2\left(\frac{y^2 v}{B_3}-1\right)^2\right] > \left(\frac{k_{(d)}}{k_{(z)}}\right)^2-1,$$

d. h., wenn

$$87)\quad \alpha > \sqrt{\frac{\left(\frac{k_d}{k_z}\right)^2 - 1}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}+1\right)^2 - \left(\frac{k_d}{k_z}\right)^2\left[\left(\frac{y^2 v}{B_3}-1\right)^2\right]}}.$$

Für Gußeisen ist (§ 25): $k_{(d)} = 850$; $k_{(z)} = 500$.

$$\frac{k_d}{k_z} = 1{,}7,$$

folglich liefert für gußeiserne Säulen die nach der Druckspannung berechnete Tragfähigkeit ein geringeres Resultat, wenn

$$\alpha > \sqrt{\frac{1{,}89}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}+1\right)^2 - 2{,}89\left[\left(\frac{y^2 v}{B_3}\right)-1\right]^2}}.$$

Dieser Werth wird für den kreisförmigen, ringförmigen, rechteckigen Querschnitt imaginär, und daraus ist zu folgern, daß man die Tragfähigkeit gußeiserner Säulen, bei denen vorauszusetzen ist, daß die Richtung der Belastung von der Richtung der Axlinie so weit abweichen könne, daß erstere durch die äußere Begrenzung der Basis gehen könne, immer nach der Formel für die Zugspannung berechnet müsse (weil diese immer [für jeden Werth von α] eine geringere Tragfähigkeit liefert); also hat man nach den zweiten Formeln für P in den Gleichungen 82 bis 86 zu rechnen:

Man hat also für gußeiserne Säulen, wenn σ die Bedeutung des § 13 hat, aus den Gleichungen 82 bis 86

a) Allgemein:

$$P = \sigma \cdot 500\, v \cdot \sqrt{\frac{\alpha^2+1}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}-1\right)^2 \alpha^2 + 1}}.$$

b) Für den ringförmigen Querschnitt:

$$P = \sigma \cdot 500 \frac{\pi d^2}{4}(1-\varepsilon^4)\sqrt{\frac{\alpha^2+1}{(3-\varepsilon^2)^2 \cdot \alpha^2 + (1+\varepsilon^2)^2}}.$$

c) Für den vollen Kreis:

$$P = \sigma \cdot 392{,}7\, d^2 \sqrt{\frac{\alpha^2+1}{9\alpha^2+1}}.$$

d) Für den Ring mit $\frac{1}{10}$ des äußeren Durchmessers der Wandstärke:

$$P = \sigma \cdot 231{,}7\, d^2 \sqrt{\frac{\alpha^2+1}{5{,}57\,\alpha^2 + 2{,}56}}.$$

88)

Gehen wir auf die Bedingung unter 87 zurück, so ergiebt sich für Schmiedeeisen, da für selbiges $k_{(z)} = k_{(d)}$ genommen werden kann, daß die Berechnung auf Druckspannung eine geringere Tragfähigkeit liefert, als die Berechnung auf Zugspannung, wenn $\alpha > 0$, also für jeden Werth, den α haben kann. Man hat also für schmiedeeiserne Säulen unter den oben gemachten Voraussetzungen, die Tragfähigkeit:

a) Allgemein:

$$P = \sigma \cdot 750\, v \sqrt{\frac{\alpha^2+1}{\left(\frac{y^2 v}{B_3}+1\right)^2 \alpha^2 + 1}}.$$

b) Für den vollen Kreis:

$$P = \sigma \cdot 589\, d^2 \sqrt{\frac{\alpha^2+1}{25\,\alpha^2+1}}.$$

c) Für das Quadrat:

$$P = \sigma \cdot 750\, a^2 \sqrt{\frac{\alpha^2+1}{16\,\alpha^2+1}}.$$

89)

In allen diesen Formeln ist

$$\alpha = \frac{\text{Länge der Säule}}{\text{Halbmesser}}.$$

Nicht zu vergessen ist, unter welchen Voraussetzungen diese Resultate entstanden sind, nämlich dadurch, daß wir angenommen haben, die größte Abweichung, welche die Richtung der Belastung von der Axe der Säule annehmen könne, sei so beträchtlich, daß erstere nicht durch den Schwerpunkt der Basis, sondern durch deren äußere Begrenzung gehe. Für Säulen, die im Verhältniß zu ihrem Durchmesser sehr niedrig sind, würde dies schon eine immerhin sehr beträchtliche Abweichung sein, so daß für so niedrige Säulen jene Voraussetzung sehr selten zutreffen dürfte. Wenn aber die Länge der Säule nur das Fünffache des Durchmessers beträgt, so ist

$$\alpha = \frac{2l}{d} = 10,$$

mithin

$$\operatorname{tang}\beta = \frac{1}{10};\quad \beta = 6^0,$$

und wir würden eine solche Abweichung schon für nicht mehr unwahrscheinlich halten können. Bei einem solchen Werthe von α läßt sich aber unter dem Wurzelzeichen der Werth 1 gegen α^2 vernachlässigen, und dann würde sich ergeben:

daß man für Säulen, bei denen die Möglichkeit angenommen werden kann, daß die Richtung der Belastung von der Axlinie so weit abweicht, daß erstere von dem Schwerpunkte des oberen Querschnittes durch die äußerste Begrenzung der unteren Basis gehen kann, und bei welcher die Länge gleich dem fünffachen Durchmesser und größer ist, setzen kann:

90)
a) Allgemein:

$$\text{Gußeisen: } P = \frac{\sigma \cdot 500\, v}{\frac{y^2 v}{B_3} - 1},$$

$$\text{Schmiedeeisen: } P = \frac{\sigma \cdot 750\, v}{\frac{y^2 v}{B_3} + 1}.$$

b) Für den ringförmigen Querschnitt:

$$\text{Gußeisen: } P = \sigma \cdot 500 \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{(1-\varepsilon^4)}{(3-\varepsilon^2)},$$

$$\text{Schmiedeeisen: } P = \sigma \cdot 750 \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{(1-\varepsilon^4)}{(5+\varepsilon^2)}.$$

c) Für den vollen Kreis:

$$\text{Gußeisen: } P = \sigma \cdot 131\, d^3,$$

$$\text{Schmiedeeisen: } P = \sigma \cdot 150\, d^3.$$

d) Für den Ring mit $\frac{1}{10}$ des äußeren Durchmessers der Wandstärke:

$$\text{Gußeisen: } P = \sigma \cdot 99\, d^2.$$

e) Für das Quadrat:

$$\text{Gußeisen: } P = \sigma \cdot 250\, a^2,$$

$$\text{Schmiedeeisen: } P = \sigma \cdot 187{,}5\, a^2.$$

Man kann hieraus das interessante Resultat entnehmen, daß eine volle Säule von Gußeisen, bei kreisförmigem Querschnitt eine geringere, bei quadratischem Querschnitt eine größere Tragfähigkeit hat, als eine schmiedeeiserne Säule von gleichen Abmessungen, was sich auch wohl a priori erklären läßt.

Uebrigens bemerkt man auch, daß die Tragfähigkeit von Säulen nur in sehr untergeordneter Weise von dem Verhältniß ihrer Länge zu ihrer Höhe abhängig ist (vergl. die Gleichungen 88 und 89), daß sie in viel höherem Maaße von den Formen des Querschnittes, aber nicht allein von dem Flächeninhalt des Querschnittes bedingt werden.

Diese Formeln 90 würden die Tragfähigkeit von Säulen geben, die unten frei aufstehen, und bei denen die Richtung der Belastung so stark geneigt ist, daß sie die Säule bis zur Grenze des labilen Gleichgewichtes beansprucht.

Denken wir, die Belastung, welche auf das obere Ende der Säule wirkt, rücke bis zu der äußersten Kante derselben heraus. Wenn die Belastung hier parallel mit der Axe der Säule ist, so kommen die Gleichungen 74 bis 81 zur Anwendung; wirkt sie dagegen unter einem Winkel, so können die Untersuchungen leicht nach Anleitung des § 31 und 32 geführt werden.

§ 34. Körper mit kreisförmiger Axlinie, in der Ebene des Kreises nach beliebiger Richtung belastet.

Wenden wir jetzt die Gesetze, welche in § 27 entwickelt worden sind, auf einen Körper mit krummliniger Axlinie an, und zwar sei die Axlinie ein Kreisbogen. In einem beliebigen Punkte der Axlinie (Fig. 20) sei die Befestigung gedacht, in einem anderen beliebigen Punkte die Belastung, beide Punkte können auch zusammenfallen, nur soll an dieser Stelle, wie überhaupt zwischen dem Befestigungspunkte und dem Belastungspunkte, keine Continuität des Körpers bestehen, so nämlich, daß der Körper als ein an einer Stelle unterbrochener Ring erscheint. Wir lassen überall die Bezeichnungen des § 27 gelten. Der Anfangspunkt des Coordinatensystems, auf welches die Curve bezogen ist, sei der Mittelpunkt des Kreises; die Normale zum Kreise ist der Radius, folglich der Winkel η überall der Mittelpunktswinkel.

r sei der Halbmesser des Kreises, dann sind die Coordinaten irgend eines Punktes s der Axlinie, für welchen wir den normalen Querschnitt betrachten wollen

$$t = r \cdot \cos\eta; \quad u = r \cdot \sin\eta.$$

t_1 und u_1 seien die Coordinaten des Angriffspunktes der Kraft. Wir nehmen die Componente der Kraft nach der Richtung der Z-Axe (normal zur Ebene des Axlinienkreises) gleich Null an, dann ist:

$$P_u = P \cdot \sin\beta; \quad P_{(t)} = P \cdot \cos\beta,$$

und wenn wir diese Werthe in die Gleichungen 41 und 42 einsetzen, so ergiebt sich:

$$\begin{aligned}
K_1 &= P \cdot \cos\beta \cdot \sin\eta - P \cdot \sin\beta \cdot \cos\eta \\
&= P \cdot \sin(\eta - \beta) \\
K_2 &= P \cdot \cos\beta \cdot \cos\eta + P \cdot \sin\beta \cdot \sin\eta \\
&= P \cdot \cos(\eta - \beta) \\
K_3 &= 0 \\
M_1 &= 0 \\
M_2 &= 0 \\
M_3 &= P \cdot \cos\beta\,[u_1 - r \cdot \sin\eta] - P \sin\beta\,(t_1 - r\cos\eta).
\end{aligned}$$

Ziehen wir nach dem Angriffspunkt der Kraft einen Radius, und bezeichnen wir den Mittelpunktswinkel, welchen dieser Radius einschließt, mit δ, so ist $u_1 = r \cdot \sin\delta$. $t_1 = r \cdot \cos\delta$;
folglich ist auch

$$\begin{aligned}
M_3 &= Pr\,\{\cos\beta\,(\sin\delta - \sin\eta) - \sin\beta\,(\cos\delta - \cos\eta)\} \\
&= Pr\,\{\cos\beta \cdot \sin\delta - \cos\beta \cdot \sin\eta - \sin\beta \cdot \cos\delta + \\
&\qquad + \sin\beta \cdot \cos\eta\} \\
&= Pr\,\{\sin(\delta - \beta) - \sin(\eta - \beta)\}.
\end{aligned}$$

Setzen wir diese Werthe in die Gleichungen 40, ein, so ergiebt sich:

$$91)\quad \begin{cases} \mathfrak{S}_1 = \frac{P}{v}\left\{\sin(\eta-\beta) + \frac{r\,y\,v}{B_3}\left[(\sin(\delta-\beta) - \sin(\eta-\beta))\right]\right\} \\ \quad = \frac{P}{v}\cdot\sin(\eta-\beta)\left\{1 + \frac{r\,y\,v}{B_3}\left[\frac{\sin(\delta-\beta)}{\sin(\eta-\beta)} - 1\right]\right\}. \\ \mathfrak{S}_2 = \frac{P}{v}\cdot\cos(\eta-\beta) \\ \mathfrak{S}_3 = 0. \end{cases}$$

folglich die resultirende Spannung:

$$92)\quad \mathfrak{S} = \frac{P}{v}\sqrt{[\sin(\eta-\beta)]^2\left[1 + \frac{r\,y\,v}{B_3}\left(\frac{\sin(\delta-\beta)}{\sin(\eta-\beta)} - 1\right)\right]^2 + \cos(\eta-\beta)^2}$$

$$92a)\quad \mathfrak{S} = \frac{P}{v}\cdot\sin(\eta-\beta)\sqrt{\left[1 + \frac{r\,y\,v}{B_3}\left(\frac{\sin(\delta-\beta)}{\sin(\eta-\beta)} - 1\right)\right]^2 + \operatorname{cotg}(\eta-\beta)^2}.$$

Nun können wir bestimmen, wo die größten Spannungen liegen, und welcher Art sie sind. Dies geschieht durch folgende Betrachtungen:

1) Es ist $\frac{\sin(\delta-\beta)}{\sin(\eta-\beta)}$ immer kleiner als 1, denn da der kleinste Werth von η nicht kleiner als δ sein kann, so ist im Allgemeinen $\eta \overset{=}{>} \delta$, folglich auch

$$\sin(\eta-\beta) \overset{=}{>} \sin(\delta-\beta);$$

daher ist nun der Werth in der eckigen Klammer [ ] in $\mathfrak{S}$ negativ und folglich wird die größte Spannung immer bei dem negativen Werthe von y liegen.

2) Wenn hierbei $\sin(\eta-\beta)$ positiv ist, d. h. wenn $\eta > \beta$ ist, so sind diese Spannungen Zugspannungen, wenn dagegen $\eta < \beta$ ist, so wird $\sin(\eta-\beta)$ negativ, und die größten Spannungen sind Druckspannungen.

3) Wir können noch untersuchen, für welche Werthe der Winkel η, δ, β, die resultirende Spannung ein Maximum werde.

Nehmen wir δ und β als gegeben, und differenziren wir den Ausdruck unter dem Wurzelzeichen nach η, wobei wir der Kürze wegen setzen wollen

$$(\eta-\beta) = \gamma;\ \frac{r\,y\,v}{B_3} = q \text{ und } (\delta-\beta) = \alpha;$$

so daß der Werth unter dem Wurzelzeichen die Form nimmt:

$$[\sin\gamma + q(\sin\alpha - \sin\gamma)]^2 + \cos\gamma^2.$$

Es ergiebt sich der erste Differenzialquotient nach gehöriger Umformung:

$$2\cos\gamma[\sin\gamma + q(\sin\alpha - \sin\gamma)(1-q) - \sin\gamma] =$$
$$2\frac{\cos\gamma}{\sin\gamma}\left[\left(1 + q\left(\frac{\sin\alpha}{\sin\gamma} - 1\right)\right)(1-q) - 1\right.$$

Dieser Werth wird zu Null, wenn

$$a)\quad \left(1 + q\left(\frac{\sin\alpha}{\sin\gamma} - 1\right)\right)(1-q) - 1 = 0,$$

woraus folgt:

$$\frac{\sin\alpha}{\sin\gamma} = \frac{1}{1-q},$$

$$93a)\quad \sin\gamma = (1-q)\sin\alpha;$$

oder wenn

$$b)\quad \frac{\cos\gamma}{\sin\gamma} = \operatorname{cotg}\gamma = 0,$$

woraus folgt:

$$93b)\quad \gamma = 90^0 \text{ und auch: } \gamma = 270^0.$$

Um zu prüfen, ob dieser Werth einem Maximum oder einem Minimum entspreche, bilden wir den zweiten Differenzialquotienten. Derselbe ergiebt sich, gehöriger Umformung:

$$2\cos\gamma[(1-q)(\cos\gamma - q\cos\gamma) - \cos\gamma] - 2\sin\gamma[(\sin\gamma + q(\sin\alpha - \sin\gamma))(1-q) - \sin\gamma]$$
$$2\left\{\cos\gamma^2[(1-q)^2 - 1] - \sin\gamma^2\left[(1-q)\left(1 + q\left(\frac{\sin\alpha}{\sin\gamma} - 1\right)\right) - 1\right]\right\}$$

oder, wenn man für $\cos\gamma^2$ setzt $1 - \sin\gamma^2$, auch gleich:

$$2\left\{(1-q)^2 - 1 - \sin\gamma^2\left[2((1-q)^2 - 1) + (1-q)\,q\,\frac{\sin\alpha}{\sin\gamma}\right]\right\}.$$

Setzen wir in diesen Ausdruck für den zweiten Differenzialquotienten den Werth der Gleichung 93a, so ergiebt sich:

$$2\left\{(1-q)^2 - 1 - (1-q)^2\cdot\sin\alpha^2[2((1-q)^2 - 1) + q]\right\}$$

Ob der Ausdruck positiv oder negativ wird, hängt von den Werthen $\sin\alpha$ und q ab; er wird negativ, wenn

$$(1-q)^2 - 1 < (1-q)^2\cdot\sin\alpha^2[2((1-q)^2 - 1) +$$

$$\sin\alpha^2 > \frac{(1-q)^2 - 1}{(1-q)^2\cdot[2((1-q)^2 - 1) + q}, \text{ oder}$$

$$\sin\alpha^2 > \frac{1}{(1-q)^2\cdot\left[2 + \frac{q}{(1-q)^2 - 1}\right]} \text{ oder wenn}$$

$$\sin\alpha^2 > \frac{1}{(1-q)^2\left[2-\frac{1}{(2-q)\,q}\right]},$$

94a) $$\sin\alpha > \frac{1}{q-1}\sqrt{\frac{q(q-2)}{2q(q-2)+1}}.$$

Setzen wir den Werth der Gleichung 93b in den Ausdruck für den zweiten Differenzialquotienten, so ergiebt sich:

$$2\left\{(1-q)^2-1-[2((1-q)^2-1)+q(1-q)\sin\alpha]\right\}.$$

Dieser Ausdruck wird negativ, wenn

$$(1-q)^2-1 < [2((1-q)^2-1)+q(1-q)\sin\alpha]$$

$$2+\frac{q(1-q)}{(1-q)^2-1}\sin\alpha > 1,$$

94b) $$\sin\alpha < \frac{q-2}{q-1}.$$

Man sieht hieraus, daß im Allgemeinen die größte Spannung an vier Stellen der Peripherie des Schwerpunktskreises (Arenkreises) ein Maximum werden kann, nämlich nach Gleichung 93a für die beiden Winkel, die der Bedingung entsprechen:

$$\sin\gamma = (1-q)(\sin\alpha), \text{ oder}$$

95a) $$\sin(\eta-\beta) = \left(1-\frac{r\,y\,v}{B_3}\right)\sin(\delta-\beta),$$

wenn nämlich nach 94a:

94a) $$\sin(\delta-\beta) > \frac{1}{\frac{r\,y\,v}{B_3}-1}\sqrt{\frac{\frac{r\,y\,v}{B_3}\left(\frac{r\,y\,v}{B_3}-2\right)}{2.\frac{r\,y\,v}{B_3}\left(\frac{r\,y\,v}{B_3}-2\right)+1}}$$

und dann für die beiden Winkel

93b) $$\gamma = 90 \text{ und } \gamma = 270^0 = \eta-\beta,$$

wenn nämlich:

94b) $$\sin(\delta-\beta) < \frac{\frac{r\,y\,v}{B_3}-2}{\frac{r\,y\,v}{B_3}-2}.$$

Da für die meisten Fälle, welche in der Praxis vorkommen, $\frac{r\,y\,v}{B_3}$ größer als 1 ist, so folgt, daß die beiden ersten Maxima bei einem Winkel liegen, dessen Sinus ein entgegengesetztes Vorzeichen mit dem Sinus des Winkels $(\delta-\beta)$ hat; findet aber die Bedingung 94a nicht statt, ist vielmehr $\sin(\delta-\beta)$ kleiner als der dort angegebene Werth, so wird an dieser Stelle das Minimum von S liegen, weil für diesen Fall der zweite Differenzialquotient positiv werden würde.

Das zweite Paar der Maxima, welches durch die Bedingung $\eta-\beta = 90^0$ und $\eta-\beta = 270^0$ gegeben ist, läßt sich leicht construiren; zieht man nämlich (Fig. 21) durch den Mittelpunkt des Kreises eine Parallele mit der Richtung P, die Linie OM, und errichtet im Mittelpunkte des Kreises auf OM eine Normale NN_1, so sind die Punkte N und N_1, wo diese Normale den Arenkreis schneidet, die Punkte, in welchen die Spannung S ihr Maximum hat, vorausgesetzt, daß die Bedingung 94b erfüllt wird.

§ 35. Anwendung des im vorigen Paragraphen behandelten Falles auf einen Zughaken und auf einen gekrümmten Ständer.

Wir wollen den im vorigen Paragraphen allgemein behandelten Fall auf bestimmte Beispiele anwenden.

1) Es sei ein Zughaken (Fig. 22) zu construiren; die Arlinie bilde von a bis b eine gerade Linie, von b bis c einen Halbkreis; in c hänge die Last P, welche in der Richtung des Durchmessers wirkt; es ist also bei der Bezeichnung des vorigen Paragraphen

$$\delta = 0,$$
$$\beta = 0,$$

folglich haben wir:

$$\left.\begin{aligned}\mathfrak{S}_1 &= \frac{P}{v}\cdot\sin\eta\left\{1-\frac{r\,v\,y}{B_3}\right\}\\ \mathfrak{S}_2 &= \frac{P}{v}\cdot\cos\eta\end{aligned}\right\} \text{Gleichung 91.}$$

$$\mathfrak{S} = \frac{P}{v}\sqrt{\sin\eta^2\left\{1-\frac{r\,v\,y}{B_3}\right\}^2+\cos\eta^2} \text{ (Gleichung 92.)}$$

Da $\sin\eta$ constant positiv ist, weil die Arlinie nur die beiden ersten Quadranten umfaßt, so folgt, daß $\mathfrak{S}_1$ positiv wird für alle negativen Werthe von y; daher die größte Spannung auf der inneren (concaven) Seite stattfinden wird; und zugleich folgt, daß diese größte Spannung Zugspannung sein muß. Diese Zugspannung ist, wenn y absolut genommen wird

$$\mathfrak{S} = \frac{P}{v}\sqrt{\sin\eta^2\left\{1+\frac{r\,v\,y}{B_3}\right\}^2+\cos\eta^2}.$$

Setzen wir $\cos\eta^2 = 1-\sin\eta^2$, so ist auch:

$$\mathfrak{S}_{(z)} = \frac{P}{v}\sqrt{\sin\eta^2\left[\left(1+\frac{r\,v\,y}{B_3}\right)^2-1\right]+1},$$

96) $$= \frac{P}{v}\sqrt{\sin\eta^2\left[\left(2+\frac{r\,v\,y}{B_3}\right)\frac{r\,v\,y}{B_3}\right]+1}.$$

Das Maximum von S findet statt bei $\eta = 90^0$ (Gleichung 93b) und ist:

97) $$\mathfrak{S}_{z\,(max.)} = \frac{P}{v}\left\{1+\frac{r\,v\,y}{B_3}\right\}.$$

Da hier $\sin(\delta-\beta) = 0$ jedenfalls kleiner ist, als der Werth in 94a, so findet bei dem Werthe 95

$$\sin(\eta-\beta) = \left(1-\frac{r\,v\,y}{B_3}\right).\sin(\delta-\beta)$$

nicht ein Maximum, sondern ein Minimum statt, d. h. wenn wir $\beta = 0$, $\delta = 0$ setzen, so findet das Minimum statt für

$$\sin\eta = 0,$$

also für $\eta = 0$ oder 180^0,

das ist bei c und bei b. In beiden Fällen wird $S_1 = 0$, folglich findet an diesen Stellen nur Querspannung statt, und wir haben dann

98) $$S_{(q)} = \frac{P}{v}.$$

Die größte Druckspannung liegt bei dem größten positiven y eines Querschnittes, denn wenn, wie immer vorauszusetzen, $\frac{r v y}{B_3}$ größer als 1 ist, wird für ein positives y der Werth von S_1 negativ; folglich ist die größte Druckspannung eines Querschnittes

$$S_{(d)} = \frac{P}{v}\sqrt{\sin\eta^2\left[\left(1-\frac{r y_1 v}{B_3}\right)^2 - 1\right] + 1},$$

99) $$S_d = \frac{P}{v}\sqrt{\sin\eta^2\left[\frac{r v y_1}{B_3} - 2\right]\frac{r v y_1}{B_3} + 1},$$

welches sich ergiebt, wenn man in obigem, aus Gleichung 92 abgeleiteten Werthe von S ein positives y einsetzt, und gleiche Umformungen vornimmt, wie oben angedeutet, und wenn wir den größten positiven Werth von y in irgend einem Querschnitt zum Unterschiede von dem größten negativen Werthe mit y_1 bezeichnen.

Um die Tragfähigkeit zu berechnen, hat man nur zu setzen

$$S_{(z)} = k_z; \quad S_{(d)} = k_{(d)}; \quad S_{(q)} = k_{(q)}.$$

Wir können nun auch in sehr einfacher Weise die Bedingungen für einen proportionirten Querschnitt (§ 22) entwickeln. Wäre z. B. das Material des Hakens Schmiedeeisen, so ist für solches $k_{(z)} = k_{(d)}$ (§ 25) zu setzen, und da hier für die größte Tragfähigkeit die Spannungen der äußersten Elemente gleich den Maximalbelastungen sind, so findet sich die Bedingung für den proportionirten Querschnitt, indem wir die Gleichungen 96 und 99 einander gleichsetzen, woraus sich dann ergiebt, nach gehöriger Umformung:

$$\frac{r y_1 v}{B_3} - 1 = \frac{r y v}{B_3} + 1,$$

100) $$\begin{cases} y_1 = y + \frac{2 B_3}{r v}, \\ \frac{y_1}{y} = 1 + \frac{2 B_3}{r v y}. \end{cases}$$

Obwohl ein Querschnitt, der diesen Bedingungen entspricht, sich füglich nur durch Probiren wird finden lassen, so bemerkt man doch, daß für jeden Winkel η der proportionirte Querschnitt eine andere Form haben muß, daß also die Querschnitte, wenn sie sämmtlich proportionirt sein sollen, nicht ähnlich sein können.

Die Gleichung 96 giebt ein Mittel, für einen gegebenen Haken, in jedem Querschnitt desselben die Tragfähigkeit zu prüfen; wäre z. B. der Querschnitt des Hakens überall ein Kreis vom veränderlichen Durchmesser d, so hätte man

$$v = \frac{1}{4}\pi d^2; \quad y = \frac{1}{2} d; \quad B_3 = \frac{1}{64}\pi d^4; \quad \frac{v y}{B_3} = \frac{8}{d},$$

folglich nach 96 die Tragfähigkeit, wenn man $S_z = k_z$ setzt:

101) $$P = \frac{1}{4}\pi d^2 . k_z \sqrt{\frac{1}{\sin\eta^2\left[2 + \frac{8r}{d}\right]\frac{8r}{d} + 1}},$$

und für den Querschnitt $\eta = 90^0$, in welchem die Beanspruchung auf Zerreißen am größten ist:

101a) $$P = \frac{1}{4}\pi d^2 k_z . \frac{1}{1 + \frac{8r}{d}}.$$

Vernachlässigt man den Werth 1 im Nenner gegen $\frac{8r}{d}$, so hat man annäherungsweise:

101b) $$P = \frac{1}{4}\pi \frac{d^3}{8r} . k_{(z)}.$$

Für den Querschnitt in b und c, also für $\eta = 0^0$ und für $\eta = 180^0$, hat man nach 98:

101c) $$P = \frac{1}{4}\pi d_1^2 k_{(q)},$$

wenn man den Durchmesser des Querschnittes hier mit d_1 bezeichnet; und für den geradlinigen Theil des Hakens (Strecke a b in Fig. 22) hat man

101d) $$P = \frac{1}{4}\pi d_{II}^2 k_{(z)},$$

wenn d_{II} den Durchmesser dieses Theiles bezeichnet. Da nun offenbar diese Querschnitte dieselbe Last P zu tragen haben, wie der Querschnitt $\eta = 90^0$, so kann man die Werthe der Gleichungen 101b, 101c und 101d gleich setzen, und findet dann:

$$\frac{1}{4}\pi\frac{d^3}{8r} k_{(z)} = \frac{1}{4}\pi d_1^2 k_{(q)} = \frac{1}{4}\pi d_{II}^2 k_z,$$

woraus sich ergiebt der Durchmesser des Hakenquerschnittes:

an der stärksten Stelle ($\eta = 90^0$) $$d = 2 d_{II}\sqrt[3]{\frac{r}{d_{II}}},$$

an d. schwächsten Stelle ($\eta = 0$ u. $\eta = 180^0$) $$d_I = d_{II}\sqrt{\frac{k_z}{k_q}}.$$

2) Es sei ein gekrümmter Träger zu berechnen, welcher einen Quadranten umschließt, und an dessen oberem Ende eine Last P hängt. (Fig. 23.)

Hier ist zu setzen $\beta = 180^0$ $\sin(\eta - \beta) = -\sin\eta$
$\delta = 0$ $\sin(\delta - \beta) = 0$,

folglich nach Gleichung 91:

$$S_1 = -\frac{P}{v}\sin\eta\left(1 - \frac{r y v}{B_3}\right) = \frac{P}{v}\sin\eta\left(\frac{r y v}{B_3} - 1\right),$$

$$S_2 = \frac{P}{v}\cos\eta,$$

$$S = \frac{P}{v}\sqrt{\sin\eta^2\left(1 - \frac{r v y}{B_3}\right)^2 + \cos\eta^2}$$ (Gleichung 92).

Die größten vorkommenden Spannungen in jedem Querschnitt liegen folglich bei den größten negativen

nothwendig. Diese Rippen sind in der mittleren Länge am stärksten, wo sie rechtwinklig abgebogen werden (daher ihre Benennung „Knieeisen") und laufen nach beiden ungleich langen Enden keilförmig zu. Früher mußte dieses Knieeisen unter Hämmern geschmiedet werden, wodurch es im Preise per Centner auf 24 Schillinge kam, während es jetzt für 14 Schillinge zu haben sein soll."

In Folgendem wird nun das Verfahren nach der englischen Patentbeschreibung in extenso mitgetheilt.

Die erwähnte Erfindung (Patent Nr. 12373 (1848) von William Clay) hat zum Zwecke, auf dem Wege des Walzens Stäbe von gespitzten Formen, so z. B. keilförmige oder conische Stäbe hervorzubringen.

Die gespitzten Formen (taper forms) werden dadurch hervorgebracht, daß man die eine der beiden Walzen allmälig, sowie die Walzoperation fortschreitet, sich heben läßt, wobei dadurch, daß sich die Entfernung zwischen beiden vergrößert, das durchpassirende Metall eine allmälig wachsende Dicke erhält, entweder in einer Keilform, conischen oder sonstigen Form je nach der Gestalt der Kaliber.

Unter den verschiedenen Methoden, diese Hebung der einen Walze zu bewerkstelligen, fand der Erfinder folgende als sehr passend zu diesem Zwecke. Sie besteht in der Verbindung der Walzen mit Kolben, welche gegen eingeschlossene Säulen von Wasser oder einer anderen nicht elastischen Flüssigkeit drücken, wobei die Enden der Kolbenstangen Mittel an die Hand geben, eine Hebung der Oberwalzenlager nur soweit zu gestatten, als der Widerstand der Wassersäulen durch ein langsames und allmäliges Ausfließenlassen der Flüssigkeit aus der Wasserkammer mittelst eines regulirbaren Ventiles gemindert wird.

Figur 1 bis 4 der beiliegenden Tafel 29 zeigt diese Vorrichtung, wobei Fig. 1 einen Vertikalschnitt durch den Kopf der beiden Ständer zeigt, in welchen sich die Lager für die Walzenzapfen befinden. Man sieht den Kolben, die Kolbenstange und Zubehör, nebst der Wassersäule, gegen welche der Kolben drückt, und dem Ventile, durch welches man eine kleine Quantität Flüssigkeit allmälig entweichen läßt.

Figur 2 stellt die beiden Walzen in der Vorderansicht, dagegen die Lager und den Regulirungsapparat im Kopfe des Ständers im Durchschnitte dar. Natürlich sind zwei solche Ständer vorhanden.

Fig. 3 ist ein horizontaler Schnitt nach der Linie 1—2 der Fig. 1, welcher diese Theile in der Ansicht von unten darstellt.

Fig. 4 ist ein anderer Horizontalschnitt nach der Linie 3—4 der Fig. 1, mit den Ein- und Austrittsventilen der Wasserkammer und den Mitteln zur Regulirung des Austrittsventiles.

Bei den gewöhnlichen Walzwerken für Stabeisen befinden sich die Walzen allgemein in festen Lagern, oder in solchen, welche während der Walzoperation durch starke Schrauben oder Bolzen unbeweglich festgehalten werden. An diesem Apparate nun sind die Enden der Träger A für die Oberwalzenlager in Ruthen der Ständer eingelassen, wie bei gewöhnlichen Walzwerken, und zwar in der Weise, daß sie ein Auf- und Abgleiten derselben, und somit eine Parallelentfernung der Walzen gestatten. Die Hebung der Oberwalzenlager wird regulirt durch die Kolbenstangen a, welche auf dem Obertheile der Lager auffitzen, wobei das obere Ende der Kolbenstange mit dem Kolben b der Wasserkammer in Verbindung ist, wie aus Fig. 1 und 2 zu ersehen ist. Diese Kammer c ist gefüllt mit Wasser oder einer anderen nichtelastischen Flüssigkeit und gedichtet mit gutem Leder oder einer anderen passenden Packung, um das Austreten des Wassers zu verhüten. Die Packung wird durch einen Metallring d festgehalten, welcher an dem Cylinderkörper durch starke Schraubenbolzen befestigt ist. Der Cylinder c wird durch die Seitenröhre p (Fig. 4) nach Hebung des Speiseventiles e mit Wasser gespeist. f ist das Austrittsventil, durch welches man bei theilweisem Oeffnen das Wasser aus der Kammer ausfließen macht, sobald auf das untere Ende der Kolbenstange a ein Druck ausgeübt, dadurch der Kolben b gehoben, und so das Wasser ausgepreßt wird, wie dies der Fall ist, wenn ein Eisenstab zwischen den Walzen B, B hindurchgeht. Das Ventil f ist so construirt, daß die Oeffnung für das Ausfließen des Wassers mit der größten Genauigkeit regulirt werden kann, und zwar durch bloßes Verschieben und Zurückziehen des Pfropfens g mit Hilfe einer Schraube an seinem hinteren Ende, deren Zweck es ist, das Oeffnen oder Schließen des Ventiles in jedem beliebigen Grade zu bewirken.

Hinter dem Pfropfen g befindet sich eine schwache Feder, die nur den Zweck hat, ihn vorwärts zu schieben und die Oeffnung des Ventiles zu schließen, wenn kein Druck auf die Kolbenstange stattfindet, also nicht gewalzt wird. Ein weiteres Ventil h ist angebracht, um eine Communication mit der Austrittsöffnung i herzustellen; dieses Ventil wird jedoch immer durch eine starke Feder geschlossen gehalten, und läßt nur dann aus dem Cylinder Wasser austreten, wenn ein ungewöhnlicher Druck stattfindet, wobei die Kraft der Feder überwältigt wird und dieselbe durch ihr Nachgeben einen Bruch der Maschine verhindert. Dieses Sicherheitsventil könnte in Verbindung mit einer Wasserkammer und Kolben auch auf andere Maschinerien übertragen werden, bei denen Preßwalzen angewendet werden, z. B. bei Zuckermühlen oder Quetschwerken, um bei zu großem Drucke einen Bruch der Maschine zu verhindern.

Will man nun ein keilförmiges Eisen mit zwei parallelen Seiten auswalzen, so wendet man ein paar Walzen von der gewöhnlichen Art mit Kalibereinschnitten und Vor-

sprüngen, wie im m, m in Fig. 2 an. Ist das Walzstück zur Einführung in das erste Kaliber bereit, so öffnet man das Ventil f, indem man die Schraube hinter dem Pfropfen g so weit zurückzieht, daß derselbe einen beschränkten Ausfluß des Wassers aus der Kammer c gestattet, dessen Regulirung sich nach der verlangten Gestalt der Eisenstange richtet; die Größe der nöthigen Oeffnung wird sich leicht aus der Praxis selbst ergeben. Während der Walzoperation wird nun der Druck des durchpassirenden Metalles auf die Lager der oberen Walze, und daher auch auf die Kolbenstangen a gerichtet sein, wodurch der Kolben in der Kammer c in die Höhe gedrückt wird. Da aber dem Aufsteigen des Kolbens die Flüssigkeit in der Kammer c hinderlich entgegentritt, so muß ein Auspressen des Wassers durch das Ventil f und den Auslaß i stattfinden, damit ein Aufsteigen des Kolbens und somit eine Trennung der Walzen möglich ist; von der Quantität und Schnelligkeit des ausströmenden Wassers wird daher die Keilform des Eisens abhängig sein.

Man sieht also, daß bei diesem verbesserten Apparate der Walzprozeß im Allgemeinen in der gewöhnlichen Art und Weise ausgeführt wird, nur daß bei mehr oder minderem Oeffnen des Ventiles das Entweichen des Wassers aus der Kammer ein Heben der Oberwalze gestattet und so die verlangte Keilform, je nach der Schnelligkeit, mit welcher das Wasser ausfließt, hervorbringt. Die Gestalt der Walzproducte wird sich nach den eingeschnittenen Kalibern richten. So wird man durch Anwendung von eliptischen Kalibern, n, n in Figur 2, conische Formen produciren.

Es ist zuweilen wünschenswerth, einen Eisenstab nur zum Theil keilförmig, das Uebrige mit Beibehaltung derselben Stärke zu walzen.

Zu diesem Zwecke wird es nöthig sein, ein Heben der Oberwalze nur bis zu einer gewissen Höhe zu gestatten und dann dieselbe zu fixiren. Dies wird bewirkt durch die Stellschrauben k, k, wovon je eine oberhalb der Walzenlager A angebracht ist, ähnlich den bisher gebräuchlichen Schrauben, nur daß durch die Are dieser Stellschrauben, welche als Führung dienen, die Kolbenstangen a hindurchgehen, wie in Fig. 1 ersichtlich ist. Es leuchtet nun ein, daß, sobald durch das Entweichen des Wassers aus der Kammer sich die Kolbenstange auf eine gewisse Höhe gehoben hat, alsdann der Walzenträger A der Oberwalzen in Berührung mit dem unteren Ende der Stellschrauben k kommen wird, und sich dann nicht mehr weiter heben kann, wodurch nun der Rest der Eisenstange parallel ausgewalzt wird. Die Adjustirschraube k geht durch eine Hohlschraube, die in ein Einsatzstück eingeschnitten ist, und kann daher leicht durch bloßes Umdrehen des Handrades l an ihrem unteren Theile höher oder tiefer gestellt werden.

Um die gleitenden Lagerträger der Oberwalze in die verticalen Ruthen des Ständers einführen und aus demselben herausnehmen zu können, hat man einen Theil des Ständers, j, j, beweglich gemacht und durch Schrauben und Bolzen, oder sonstwie, befestigt. Ebenso kann ein Theil des Ständerkopfes, in welchem der Kolben wirkt (o, o, Fig. 3) abgeschraubt werden, um nöthigenfalls zum Kolben und zur Packung gelangen zu können.

Bevor wir zu einem zweiten ähnlichen Apparate übergehen, seien noch einige Bemerkungen erlaubt. Zum schnellen Füllen des Apparates dürfte wohl eine Druckpumpe nöthig sein.

Mit einer solchen Vorrichtung läßt sich nun leicht das oben erwähnte Keileisen, das sich in der Industrieausstellung befand, auswalzen, und zwar zuerst der längere Keil, dann das übrige parallel, und hierauf nach schnellem Stellen auf den früheren Stand der kürzere Keil, indem man die Stange umgekehrt durch die Walzen gehen läßt, wobei natürlich eine weitere Einwirkung auf den schon ausgewalzten Keil nicht mehr stattfindet. Die Regulirung des Wasserausflusses wird natürlich bei dem kürzeren Keile eine andere sein, als bei dem längeren.

Eine andere Methode, eine allmälige Hebung der Oberwalze zu bewirken, zeigen die Figuren 5 u. 6 auf Tafel 29. Figur 5 ist ein Vertikalschnitt durch den Kopf des einen Ständers, in welchem sich die Lager für die Walzenzapfen befinden. Eine vertical verschiebbare Stange drückt auf die obere Seite des Walzenträgers A, welche denselben Zweck erfüllt, wie die Stange a am vorigen Apparate (Figur 1), und welche ebenso wie dort durch eine Stellschraube gleitet. Das obere Ende der Stange ist diesmal nicht mit einem Kolben verbunden, sondern stützt sich nur gegen einen gleitenden Rahmen, r, r, welcher durch die Umdrehung einer excentrischen oder herzförmigen Scheibe s gehoben und gesenkt wird.

Figur 6 zeigt eine Seitenansicht von einem Paar cannelirter Walzen in ihrem Ständer mit dieser Modification des Apparates. An jedem der Ständer befinden sich zwei Lagerböcke, welche in ihren Lagern einen horizontalen Rundstab u, u tragen, welcher sich über die ganze Länge des Gerüstes hin erstreckt und die excentrischen Scheiben trägt, die innerhalb der gleitenden Rahmen sich bewegen. Die unteren Flächen der gleitenden Rahmen r ruhen auf den oberen Enden der verticalen Stangen a, welche die Lager A niederhalten. Um nun eine Hebung der Oberwalze zu besagtem Zwecke zu bewirken, wird die Stange u mit ihren Excentrics in Rotation versetzt, indem man das Rad W längs der Feder der Stange u so verschiebt, daß es in Eingriff kommt mit den Zahnrädern W', welche ihre Bewegung durch das Treibrad V erhalten, das sich an dem Ende der Unterwalze befindet. So wird durch die Umdrehung der Walzen eine Rotation der Excentrics bewirkt,

deren kürzere Radien eine Hebung der Unterwalzen durch das durchpassirende Metall gestatten.

Zu letzterem dürfte vielleicht bemerkt werden, daß die Getriebe so beschaffen sein müssen, daß ihr Eingriff während der Dauer des einmaligen Durchwalzens nur eine Entfernung der beiden Walzen von einander verursacht, da eine Näherung bei dem enormen Druck nicht statthaft wäre.

Ein weiteres Patent von William Clay, 1855, Nr. 2839, geht darauf hinaus, daß bei ungeänderter Walzenstellung die Querschnittsveränderungen durch eiserne oder stählerne Platten von entsprechender Gestalt bewirkt werden sollen, welche kalt über den glühenden Stab gelegt, mit diesem zugleich die Walzen passiren. Soll die Zuspitzung des Stabes auf beiden Seiten erfolgen, so wird derselbe zwischen zwei kalte Druckplatten gelegt und so durchgewalzt.

Da die Idee der nach der Mitte zunehmenden Tragbalken in dem von Pauli'schen Brückensysteme so große Erfolge errungen hat, so liegt die Aussicht nahe, daß keilförmig gewalzte Tragschienen, sobald sie sich nur erst Eingang verschafft haben werden, bei vielfachen Constructionen ebenso vortheilhafte Verwendung finden werden.

Notiz über die Dampfpumpen mit Schieber der Rhone-Dampfschiffe.

Von

Debette, Bergingenieur.

(Hierzu Figur 1 bis 3 auf Tafel 31.)

Ehedem führten die Rhone-Dampfschiffe Speisepumpen mit Ventilen, deren Schlagen, namentlich bei raschem Gange, ein unangenehmes Geräusch verursachte, und welche in Folge des raschen Ganges oft in Unordnung geriethen. Die Anwendung von Schiebern in Gebläsen hat auf den Versuch geführt, Pumpen mit Schiebern anzuwenden und da dieser Versuch gelungen ist und schon eine große Zahl von Dampfschiffen mit solchen Schieberpumpen versehen ist, so halten wir es für nicht uninteressant, hiervon eine Zeichnung mitzutheilen. (Vergl. Fig. 1 und 2 auf Tafel 31.)

Der Dampfcylinder und der Pumpenstiefel liegen in derselben Horizontalebene auf einem gemeinsamen Gerüste. Die auf der zugewendeten Seite hervortretenden Kolbenstangen endigen in einer verticalen Couliſſe, in welcher sich ein Gleitbacken bewegt, der an der Warze der gekröpften Schwungradwelle sitzt. Die Letztere liegt ebenfalls horizontal und quer gegen die Längenaxe der Dampfpumpe, trägt auf der einen Seite an einem vortretenden Zapfen das Schwungrad, auf der anderen Seite das Excentric des Pumpenschiebers und darüber hinaus noch einen Bolzen, welcher kurbelartig den Dampfschieber bewegt.

Die beiden Kolben haben 0,22 Meter Hub. Der Dampfkolben mißt 0,2, der Pumpenkolben blos 0,09 Meter im Durchmesser, so daß also die Verluste in den Dampfrohren, der Gegendruck bei dem Austritt, die Verluste in den Wasserleitungsrohren, kurz die Summe der Widerstände zu mehr als $^3/_4$ der Spannung im Kessel angesetzt ist.

Diese Dampfpumpen arbeiten bei 3 bis $4^1/_2$ Atmosphärendruck sehr befriedigend, verursachen fast gar kein Geräusch und sind weniger Störungen unterworfen, als die Pumpen mit Ventilen.*)

(Annales des Mines. 6. sér. tome I. 3 livr. de 1862.)

*) Die Schieberpumpen sind bekanntlich bei uns nichts Neues, vielmehr haben sie sich ihrer Vorzüge vor den gewöhnlichen Ventilpumpen wegen rasch verbreitet, dagegen ist es noch nicht gelungen, eine dauerhafte Schiebermasse und Construction aufzufinden. Wir theilen daher obige Notiz hauptsächlich in der Absicht mit, zu weiteren Forschungen anzuregen. Vor der Hand möchten aber die Hänel'schen Speisepumpen mit Ventilsteuerung den Vorzug verdienen. D. Red.

Notiz über die auf Condensation von Dampf beruhenden Wasserhebungsvorrichtungen von Gensoul.

Von

Debette.

(Hierzu Figur 3 bis 7 auf Tafel 31.)

In der Umgegend von Lyon und im Departement des Midi findet man in den Badeanstalten und Färbereien eine große Menge von Dampfpumpen ohne Kolben, welche auf dem Princip der Herstellung eines Vacuums durch Condensation von Wasserdämpfen beruhen. Man benennt sie nach ihrem ersten Erfinder Gensoul'sche Pumpen, der Mechaniker Saucourt in Lyon hat sie aber wesentlich verbessert, und es dürfte nicht uninteressant sein, diese einfachen Wasserhebungsvorrichtungen vorzuführen, welche unter Umständen, wo das gehobene Wasser später noch erwärmt werden muß, ganz befriedigende Resultate geben und mit einer sehr geringen Dampfspannung (die meistens den Atmosphärendruck nur um $^1/_{10}$ Atmosphäre überschreitet) arbeiten können.

Die Figuren 3 und 4 geben die Seitenansicht und den Verticalschnitt durch eine Gensoul'sche Pumpe mit zwei kupfernen Cylindern A, B von 20 Cent. Durchmesser und 1,25 Meter Höhe. Die Cylinder sind auf dem Boden eines Bassins Q befestigt, welches das gehobene Wasser aufzunehmen bestimmt ist; in ihrem unteren Theile schließt sich ein in zwei Arme ausgehendes Saugrohr mit Ventilen US, die nach oben aufschlagen, an und seitwärts sind die Austrittsrohre angebracht, deren beide Ventile EE, FF sich ebenfalls nach oben öffnen. Letztere Rohre brauchten eigentlich nur 1 Ventil, des rascheren Abflusses wegen sind aber zwei Ventile angebracht. Außerdem bemerkt man noch an jedem Cylinder ein enges, blos 2 Cent. weites Knierohr, welches in dem Bassin Q mittelst einer Brause, im oberen Theile des Cylinders aber mittelst eines sich nach oben öffnenden Ventiles J endigt, und dazu bestimmt ist, um durch Einspritzen von Wasser die Condensation der Dämpfe zu beschleunigen. Das Zulassen der Dämpfe zu den Cylindern wird endlich durch einen kleinen Schieber C bewirkt, welcher von dem Balancier W bewegt wird. Es befindet sich nämlich am unteren Ende des Apparates eine Axe O, an welcher zwei dreieckige Blechgefäße V und W befestigt sind, und diese sind durch Drähte KM und LN mit einem am oberen Ende des Apparates angebrachten Balancier KL verbunden, durch dessen Auf- und Niedergang der Schieber über das eine oder das andere der Dampfrohre geschoben wird, sobald das entsprechende Blechgefäß umschlägt. Dieses Umschlagen wird aber durch das Anfüllen mit dem Wasser bewirkt, welches aus dem Hahne R in einem feinen Strahle austritt. Sei z. B. der untere Balancier in seine jetzige Stellung umgeschlagen, wo das Gefäß W sich entleert, so nimmt das Gefäß V das aus R ausfließende Wasser auf, das nach dem Cylinder A führende Dampfrohr ist geöffnet, der Dampf tritt also in diesen Cylinder, die Ventile S und J schließen sich, und das den Cylinder A erfüllende Wasser fließt nach dem Bassin Q ab, während sich dagegen der Dampfzutritt zu dem Cylinder B schließt, der darin abgesperrte Dampf condensirt wird, das Saugventil U aufgeht, durch welches das Wasser aus dem Brunnen nachtritt, und auch das Ventil J sich öffnet, durch welches Einspritzwasser in den oberen Theil des Cylinders B tritt, und die Condensation des darin enthaltenen Dampfes beschleunigt. Ist dann wieder das Gefäß V so mit Wasser angefüllt, daß es umschlägt, so wird der Dampfschieber abermals verschoben und es finden dieselben Vorgänge, aber in dem benachbarten Cylinder statt.

Derartige Apparate werden öfters blos mit einem Cylinder construirt, auch wendet man wohl statt des Schiebers C einen Hahn an.

Im Jahre 1852 habe ich auch an Bord der Dampfschiffe der Gesellschaft Creusot einen auf denselben Principien beruhenden Apparat gefunden, der in den Figuren 5, 6, 7 auf Tafel 31 skizzirt ist.

A ist der Behälter, in welchen sich das gehobene Wasser ergießt, und von wo es durch H wieder in den Fluß abgelassen wird. An Condensationsräumen sind vier, B, B′, B″, B‴ vorhanden und zwar gebildet durch ein Paar Scheidewände, welche übers Kreuz in einen Blechcylinder eingesetzt sind. Darüber befindet sich ein Dampfgehäuse

C C′ C″ C‴ mit vier entsprechenden Kammern, welche durch die Rohre D, D′, D″, D‴ mit den Condensationsräumen communiciren. Ein Drehschieber m, welcher per Handkurbel oder mittelst einer von der Dampfspeisepumpe des Schiffes betriebenen Riemenscheibe bewegt wird, eröffnet successive die Räume C, C′, C″, C‴ dem durch das Rohr G zugeführten Dampfe, wodurch das in der Zwischenzeit angesogene Wasser aus diesen Räumen verdrängt wird. Die Riemenscheibe war so berechnet, daß die Axe L des Schiebers fünf Touren pro Minute machte, die Dampfspannung betrug 3 Atmosphären, das Volumen der pro Minute eröffneten Condensatorräume 1,2 Cubikmeter, und das gehobene Wasserquantum 1 Cubikmeter.

Uebrigens hat sich ergeben, daß bei gleichem Dampfverbrauche gewöhnliche Pumpen einen höheren Nutzeffect leisteten, weil sich in diesem Apparate sehr viel Dämpfe condensiren, und man hat demgemäß diese Art von Schiffspumpen, welche in der aus Fig. 5 ersichtlichen Weise das in die Zwischenräume zwischen den wasserdichten Wänden M M eingedrungene Wasser zu entfernen benutzt wurden, später wieder aufgegeben.

(Annales des Mines. 6. s., 1. t., 3 l. de 1862.)

Ueber den Einsturz der Hängebrücke von Mirabel über den Eygues bei einer Probe.

Von

de Montrond und Margot.

Diese in der Departementalstraße Nr. 4 von Montelimar nach Carpentras gelegene Brücke war 59,4 Meter lang zwischen den Pfeilern und 5,25 Meter breit zwischen den Geländern ohne Trottoirs. Sie hing an vier Eisendrahtseilen, welche auf cylindrischen mit Rollen versehenen Sätteln über die 6,6 Meter hohen, in Werkstücken gemauerten Pfeiler weggingen und sich dann unter 45° in die Ankerschächte senkten, wo sie sich in zwei Theile theilten, um sich um einen durch schmiedeeiserne Keile an das Mauerwerk angetriebenen Vorleganker zu winden. Um an diese Befestigungsstelle gelangen zu können, waren verticale Einsteigeschächte hinter jedem Ankerschachte abgesunken. Die Brückenbahn bestand aus Holz und war an den nebeneinanderliegenden Seilen jeder Seite der Brücke durch Hängestangen mit T-förmigen Köpfen aufgehangen.

Die Brücke hatte Anfangs des Jahres 1841 die Concession erhalten und war am 21. October 1843 ordnungsmäßig probirt worden. Da seitdem keine Erneuerung der Probe vorgenommen worden war, so wurde dieselbe unter dem 15. November 1860 anbefohlen, kam aber erst am 1. October 1861 zur Ausführung, da der Besitzer sich weigerte.

Zur Belastung wurde Kies von den Ufern des Eygues verwendet, welcher in einem vom Ufer aus durch Menschen auf die Brücke gezogenen und mittelst eines entsprechenden Mechanismus seitwärts ausstürzenden Wagen aufgefahren wurde. Der Wagen lief auf mit Bandeisen belegten Längsschwellen in der Mitte der Bahn, und die Ausladung wurde abwechselnd von der einen oder anderen Seite bewirkt, indem man die Richtung des Wagens veränderte.

Der Straßen- und Wasserbau-Ingenieur des Arrondissements Montelimar war den Abend vorher eingetroffen, hatte die verschiedenen Theile der Brücke, so wie die Ankertaue untersucht, und in Folge dessen die Anordnungen zur Aufbringung der Belastung gegeben, womit am 1. October um 10 Uhr Morgens begonnen wurde. Nachmittags um $2^1/_2$ Uhr traf der Oberingenieur des Departements der Drôme ein, und die Belastung ging ununterbrochen fort bis 5 Uhr Nachmittags. Man war bereits an den Rest des aufzufahrenden Kiesquantums gekommen und der Wagen, welcher sich auf dem linken Ufer befand, sollte eben für eine der letzten Fahrten abgehen, als man plötzlich so schnell wie ein Blitz das obere Ende des stromabwärts gelegenen Pfeilers dieses Ufers umstürzen und die ganze Brückenbahn in den Fluß fallen sah, wobei ein dumpfer Knall gehört wurde.

Nach diesem Einsturze war der Zustand des Bauwerkes folgender. Die obere Hälfte des betreffenden Pfeilers war abgefallen, die beiden nächsten Steinschichten um 0, bis 0,15 Meter vorgeschoben, die beiden auf diesem Pfeiler ruhenden Seile an der Stelle, wo sie sich in den Ankerschächten theilen, zerrissen, der eine der Vorleganker, welche der Bruchstelle am nächsten lag, stark verbogen, der ander-

blos erschüttert, der gegenüberliegende Brückenpfeiler bis auf Erschütterung der obersten Steinschicht unversehrt, ebenso die beiden Drahtseile auf der anderen Brückenseite, die Hängestangen großen Theils in dem T-förmigen Kopfe zerbrochen, die Brückenbahn ohne erhebliche Beschädigung herabgefallen.

Die Belastung hatte vorschriftsmäßig 200 Kilogr. pro Quadratmeter betragen, also im Ganzen 62370 Kilogramme, da die Brückenbahn $59{,}4 \cdot 5{,}25 = 311{,}85$ Quadratmeter besaß, und in Berücksichtigung des Gewichtes des Gleises, welches zum Aufbringen des Kieses auf die Brücke gelegt worden war, hatte man blos 61105 Kilogramm aufzufahren bestimmt, was bis auf 1 oder 2 Cubicmeter (à 1690 Kilogrammen) geschehen war, ohne daß man an der horizontalen Brückenbahn, deren Senkung mittelst eines Nivellirinstrumentes vom Ufer aus beobachtet wurde, eine größere Einbiegung als um einige Centimeter wahrgenommen gehabt hätte.

Was konnte also die Ursache dieses Einsturzes sein?

Da die Seile, wie erwähnt, mittelst eines auf Rollen laufenden Wagens auf den Pfeilern auflagen, so ist nicht anzunehmen, daß die Pfeiler zuerst nachgegeben haben sollten. Die Seile waren noch dieselben, welche im October 1843 die Probe bestanden hatten, enthielten jedes 300 Drähte von Nr. 18 und waren hiernach bei der Probelast nur mit 17 Kilogrammen pro Quadratmillimeter in Anspruch genommen. Sie mußten also in ihrer Textur gelitten haben, und in der That zeigte die Bruchstelle viele stark oxidirte Drähte im Innern, was die Folge der früheren mangelhaften Einrichtung der Ankertaue ist. Anfänglich waren nämlich die Ankertaue in einem engen Canale eingeschlossen und dieser mit Fettkalk ausgegossen. In Folge des Einsturzes der Brücke zu Angers wurde eine Erweiterung dieser Canäle und die Herstellung verticaler Einsteigeschächte dahinter anbefohlen, um eine Luftcirculation herzustellen; da man aber dadurch das Mauerwerk, welches die Anker hielt, zu sehr zu schwächen fürchtete, so ließ man die Seile auf 1 bis 1,5 Meter Länge in dem alten engen Canale liegen, wo sie sogar das Mauerwerk berührten, daher constant feucht lagen und weder abgeputzt noch angestrichen werden konnten. Die vorgenommenen Messungen bewiesen auch, daß der Bruch des einen Trummes der Seile an dieser engen Stelle des Ankerschachtes erfolgt ist, und es ist wahrscheinlich, daß der Bruch dieses einen Trummes dem Bruche der 3 anderen Trümmer, welche dann die ganze Last nicht mehr zu tragen im Stande waren, vorausgegangen ist.

Der Einsturz dieser Hängebrücke ist also wiederum ein Beweis dafür, wie nöthig bei solchen Bauwerken die Herstellung gut ventilirter, leicht zugänglicher Ankerschächte und Beschützung der Ankertaue vor Feuchtigkeit und Rost ist.

(N. d. Annales des ponts et chauss. 4. ser. 2. ann. 2 cah.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.
1897.

THE ASTOR LIBRARY
NY

Register zum Literatur- und Notizblatt des achten Bandes des Civilingenieur.

I. Sachregister.

(Die Nummern bedeuten die Seitenzahlen.)

Ablösungen 10.
Abstecken von Eisenbahnen 86.
Anspitzen der Pfähle 38.
Artesische Brunnen 16.
Auffschlagsgräben 91.
Aufstellung von Brücken 105.
Ausschlämmungsarbeiten 92.
Ausstellungsgebäude 90.
Axbüchsen 48, 89.
Baugerüste 93.
Baugruben, Verwahrung 91.
Belastungsproben 27.
Bewegung d. Wassers im Sande 84.
Blechbalkenbrücken 39.
Blockwagen 43.
Bowstringbrücken 48.
Braunkohlen-Preßsteine 69.
Bremsversuche 69, 101.
Brücken, gußeiserne 39, hölzerne 11, 72.
Brückenconstructionen, Berechnung 74.
Brückenträger, continuirliche 57.
Brückenwölbungen 9, 73.
Calorische Maschinen 6, 22, 27.
Canäle 55.
Cementbereitung 83.
Chausseewalzen 10, 91.
Cokesausdrückmaschine 106.
Condensator 110.
Dachconstructionen, Berechnung 74.
Dampf, gemischter 60.
Dämpfe von Salzlösungen 69.
Dampfbagger 87.
Dampfkessel 8, 23, 109.
Dampfkesselregulativ 87.
Dampfkolben 5, 7, 110.
Dampfkünste 5.
Dampfmaschinen, Brennmaterialverbrauch 112.
Dampfmaschinen Sachsens 112.
Dampfmaschinensystem 8.
Dampfmaschinentheorie 102.
Dampfpflug 78.
Dampframmen 41, 52.
Dampfschieber, Hohlwerden 102.
Dampfschifffahrt 3.
Dampfstrahlen als Zugmittel 32.
Dampfventil für Montejus 100.
Dampfverlust durch Abkühlung 105.
Dampfwinde 44.
Dampfzuführungsregulator 23.
Dauer der Eisenbahnschienen und Schwellen 57.
Dauer hölzerner Brücken 11, 92.
Deckenconstructionen 77, 92.
Differential-Flaschenzug 75.
Docks 8, 10.
DoppelTTräger, gewalzte 90.
Drehbänke 104.
Drehbrücken 30.
Eigengewicht eiserner Brücken 56.
Eimerketten als Motor 12.
Eisenbahnbetrieb 58.
Eisenbahnbrücken bei Koved 6, bei Lüneburg 9, bei Kehl 25, 27, über die Meerenge v. Messina 30, bei Penzing 36, zwischen Wien und Salzburg 41, bei Caen 48, bei Montlucon 59, im Königr. Hannover 72, bei Czarsk 87, in Ostindien 111.
Eisenbahnkettenbrücken 21, 24, 37, 76.
Eisenbahnschienen 54, 56.
Eisenbahnstatistik, deutsche 26, englische 27.
Eisenbahnwagen 86, 87.
Eisenbahnwagenaxen 48, 58.
Eisenbahnwagenbremse 60, 95.
Eisenbahnwagenfedern 62.
Eisenbahnwagenheizung 110.
Eisenbahnwagenräder 16, 24, 48.
Eisenconstructionen 44, 73.
Eisendrahtseile 106.
Eisenkitt 40.
Eisenrost 90.
Eissprengungen 85.
Erd- und Felsbewegung 20, 76.
Essenconstruction 78, 94.
Etagenrost 106.
Expansion, Vortheile der 102.
Fahrgeschwindigkeit 93.
Festigkeitstheorie 11, 73, 77.
Feuchtigkeit, Mittel gegen 37, 40.
Flußregulirungen 92, 93.
Fluthturbinen 75.
Förderschächte, flache 99.
Frictionskuppelung 71, 94.
Führerstand, bedeckter 62.
Funkenfangvorrichtungen 85.
Fußgängerbrücken 42.
Futtermauern 87.
Gasheizung 88.
Gasmaschinen 6, 23.
Gebirgseisenbahnen 89.
Gebirgslocomotiven 61.
Gesteinsbohrmaschinen 23, 29.
Getreidemagazine 42.
Gitterbalken 39.
Gitterbrücken bei Wittenberg 57, bei Nordhorn 72.
Greifzirkel 109.
Gründungen 6, 42, 63.
Gußeisen, Dichtigkeit und Festigkeit 72, 95.
Gußstahlkessel 8.
Hafenbauten 43, 74.
Hängebrücken 44, 48, 72, 76.
Hammerräder 101.
Hausschwamm 94.
Hebeapparate 37, 42, 86.
Hebevorrichtung für Schiffsmasten 84.
Heizung und Ventilation 37.
Hydrographisches 56.
Holzbeize, empyreumatische 90.
Holzgasfabrikation 100.
Imprägniren des Holzes 84, 101.
Isolirschichten 37.
Kalkmörtel 46.
Kesselsteinapparat 27.
Kitt für Dampfkessel 92.
Klinkerfabrikation 73.
Klinkerstraßen 73.
Kolbenringmetall 103.
Krahne 42, 71, 86, — hydraulische 87.
Lampe für Wasserbauten 40.
Läutewerke, elektrische 78.
Legirung, leichtflüssige 3.
Lehrgerüste 41.
Leistung der Locomotiven 61.
Leuchtfeuer, bewegliches 43.
Leuchtmaterialien 99.
Leuchtthürme 42.
Lichten der Schiffe 78.
Locomobilen 90.
Locomotiv-Explosionen 75.
Locomotivräder 63.
Locomotiven, Versuche an 107.
Locomotivschuppen 43.
Luftheizungsofen 42, 92.
Maaßsystem, deutsches 26.
Mennigeanstrich 6.
Metermaaß 3.
Mikrometer 109.
Moos, Einfluß auf die Wasservertheilung 93.
Mörtel 92.
Neigungsmesser 76.
Nietverfahren 88.
Nivellirinstrumente 7, 28, 37, 76.
Oberbausystem 10.
Oelprober 7, 14, 24, 71.
Packetbeförderung mit comprimirter Luft 13.
Pendelniveau 37.
Perronhallen 54.
Pfahlschuhe 38.
Pferdekraft 3.
Planimeter 73.
Portlandcement 86.
Preisaufgaben 104.
Preßsteine 69.
Probirbahn 71.
Procentgefällmesser 28.
Pumpen 62, 86.
Quetschwalzwerke 109.
Radgebläse 31.
Radreifen, gußstählerne 75.
Radreifenbohrmaschine 61.
Radstand 87.
Rauchverbrennung bei Cokesöfen 57.
Rauchverbrennungsapparate an Locomotiven 53, 54, 56, 60.
Rauchverzehrende Feuerungen 106.
Regulatoren 4.
Reibungsversuche 14, 73.
Reibungswaage 7, 14, 34, 71.
Reinigung der Locomotivkessel 22.
Reisenotizen 3, 48, 56, 58.
Reparaturen 38. 86.
Röhren aus asphaltirtem Papier 64.
Rosten im Seewasser 11.
Rostfeuerungen 8.
Rundir- und Abschlichteapparat 61.
Sand 44.
Schalengußräder 24.
Scheibenräder 16.
Schienenbefestigung 54.
Schießbaumwolle 72.
Schleußenthore 44.
Schmierbüchse f. Dampfcylinder 62.
Schmierhahn für Cylinder 71.
Schneidemühlen 106.
Schraubenschneidkluppen 61.
Schubkarren 39.
Schweißen des Eisens 14.
Schwimmerapparat 70.
Seegras, Beseitigung 44.
Seile 39.
Sicherheitsventile 24, 102.
Sielenanlagen 43.
Spannweite, ökonomische 37.
Speisevorrichtung, selbstthätige 102.
Speisewasser, Entsäuerung 11.
Sprengpulver 73.
Spülvorrichtung für Häfen 43.
Stauhöhe und Weite 11.
Stauschleußen 10, 72.
Steigung, günstigste 77.
Steigwagen 28.
Steinblöcke, künstliche 91.
Steinkohlenheizung an Locomotiven 53, 54, 56.
Steinpackungen 87.
Steinpappdächer 88.
Steinschrämmaschine 43.
Straßenbaumaterialien 73.
Straßenpflaster 42.
Tangentialräder 68.
Telegraphen, elektrische 78, hydraulische 43.
Telegraphenleitungen 39.
Telegraphenstangen 90.
Tender-Speisevorrichtung 54.
Träger, eiserne 86.
Tragfähigkeit der Langbäume 87.
Transmission, pneumatische 31.
Transportberechnung 20.
Transporteurs 8.
Treibriemen 71.
Trennungsbahnhöfe 74.
Tunnel am Mont Cenis 29, 74, 84.
Turbinen 6, 68, 69, 75. 96.
Ueberschieben von Brücken 25, 105.
Umsteuerungsvorrichtung 70.
Unfälle auf Eisenbahnen 26.
Universalmaaßstab 8.
Ventilation von Zimmern 76.
Verkieselungsverfahren 39. 44.
Wärmetheorie 70.
Wasch- und Badehäuser 37.
Wasserdampf zum Löschen 43.
Wasserhaltungsmaschinen 5, 92.
Wasserkrahne 93.
Wasserleitungen 94.
Wasserleitungsröhren, 64, 93.
Wassermeßinstrumente 40.
Wasserreservoirs 93.
Wassersäulemaschinen 5.
Wasserwaagen 7.
Wasserwerke 3.
Zahnkuppelung für Locomot. 22.
Zapfenlagermetall 71.
Ziegeleien 54.
Ziegelformen, neue 92.

II. Namenregister.

Amsler 73.
Armstrong 87.
Autenheimer 71.
Barlow 44.
Baumgartner 92, 93.
Becker 71.
Beigel 28.
Bendel 48, 56.
Beugniot 61.
Bleibtreu 86.
Blenkinsop 61.
Bokelberg 73.
Boner 105.
Bouniard 16.
Buch 90.
Camusat 38.
Charles 37.
Choll 42.
Clark 8.
Clauß 60.
Cuchot 90.
Cuno 87.
Daelen 90.
Dalemagne 39.
Davie 78.
Decker 24.
Delcambre 110.
Delpech 86.
Dietze 3.
Donner 86.
Dreling 87.
Dwelshauvers 7.
Eichenholz 106.
Elster 99.
Fink 110.
Fischer v. Rösslerstamm 22.
Fowler 78.
Franz 86.
Friedrich 69.
Froning 5.
Funk 74.
Ganz 24.
Gargan 102.
Gavarret 39.
Gerwig 93.
Gödecker 11.
Göhl 8.
Göring 72.
Grashof 6, 102.
Grigg 63.
v. Grimburg 107.
Grosjean 13.
Guigardet 40.
Hagen 54.
Hamelin 92.
Hammer 100.
Hänel 11, 68, 96.
Haswell 23, 73.
v. Hauer 78.
van Hecke 37.
Helmholtz 70.
Hennig 53, 57.
Henz 86.
Herrmann 77.
Hirn 6.
Hoffmann 20, 76, 77.
Hörmann 104.
Hornbostel 36, 41.
Hübbe 44, 84.
Jakobi 62.
Johanny 94.
Jones 92.
Joy 5.
Jurawsky 39.
Juften 84.
Kankelwitz 106.
Kattwinkel 106.
v. Kaven 9, 11.
Kehlmann 61.
Klewitz 53.
Klinge 61, 62.
Klotz 24.
Klövekorn 58.
Kohn 109.
Köpken 72.
Koppin 56.
de Lacolonge 12.
Lamont u. Mercer 6.
Langen 106.
Langer 24, 76.
Laubroy u. Schwartzkopff 22.
Lawrence 94.
Leconte u. Delpech 44.
Lemoine 91.
Lenoir 6, 23.
Lentze 54, 83, 87.
de Lucy 43.
Ludwig 3.
Lüders 4.
Mac Naught 24, 71.
Magnus 69.
de Mandras 93.
Martin 6.
Mellin 89.
Meyer 72, 73.
Nagel 6.
Naswyth 14.
Noblemaire 29.
Nördlinger 10, 26.
Oppermann 72.
Orth 54.
Ostendorf 105.
Oudry 30.
Pech 23.
Pfaff 109.
Pilarski 76, 77.
Plathner 57, 86.
Plener 10.
Poirée 43.
Prüßmann 54.
Quenfell 57.
Ransom u. Comp. 75.
Rennie 73.
Riener 75.
Ritter 73.
Rittinger 23, 24, 78, 110.
Röntgen 101.
Rosenthal 106.
Ruchet, Vonwiller und Sellier 31.
Rühlmann 74.
Rüttgers 101.
Rziha 73.
Samman 75.
Schaaf 8, 74.
Schaden 90.
Scheffler 58, 62.
Schmid 37, 55.
Schmidt 22, 27.
Schnirch 21.
Schnuhr 88.
Schönemann 99.
Schürmann 71.
Schwanke 71.
v. Schwartz 90.
Schwedler 48, 56, 57, 87.
Scott u. Robertson 52.
Selfridge 62.
Sella 14.
Sickler 28.
Söhlke 73.
Stammer 107.
Stösger 60.
Strecker 23, 24.
Teirich 78.
Thirion u. Mastaing 42.
Thometzek 101, 106.
Tolle 10, 72.
Tresca 64, 94, 95.
Treuding 10.
Treviranus 40.
Vallaury u. Buquet 43.
Vogl 8.
Vogt 84.
Völckers 102.
Waltjen 7.
Weimberger 92.
Weishaupt 54, 88.
Werner 102.
Wertheim 109.
Wethered 60.
Wex u. Lehwald 84.
Williams 70.
Willy 89.
Winiwarter 76, 110.
Wittstein 10, 73.
Wohnlich 27.
Wood 3.
Zurek 46.

III. Verzeichniß der Zeitschriften, über welche Referate gegeben worden sind.

Allgemeine Bauzeitung. XXVI. Jahrg. 1861. Heft 1—12 . . . 36
XXVII. „ 1862. „ 1—5 . . . 90
Eisenbahnzeitung. XIX. Jahrg. 1861. Nr. 1—25 25
Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Jahrg. 1861. XVI. Band. Heft 1—4 58
„ 5—6 89
Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover. Band VII. Jahrg. 1861. Heft 1 und 2 . 8
„ 3 „ 4 . 72
Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins.
1861. Jahrg. XIII. Heft 1—6 30
„ 7—12 75
1862. Jahrg. XIV. Heft 1—2 107
Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.
Jahrgang 1861. Band V. Heft 1—6 . . . . . .
„ 7—12 . . . . . .
Jahrgang 1862. Band VI. Heft 1—6 . . . . . 99, 1
Zeitschrift für Bauwesen. 1861. Jahrg. XI. Heft 1—6 . . 44,
„ 7—12 . . .

IV. Verzeichniß der besprochenen Werke.

Bauernfeind, Genauigkeit des barometrischen Höhenmessens . 97
Becker, ausgeführte Constructionen des Ingenieurs . . . 18, 49
Bericht über die zweite Versammlung von Berg- und Hüttenmännern zu Wien 98
Fallenstein, Dampfkessel 1
Harres, Vorlegeblätter für Maurer, Heft 2 66
Hörnig-Heyn, Zimmerarbeiten 19
Hunäus, die geometrischen Instrumente der gesammten praktischen Geometrie 51
Klose, Theorie der eisernen Träger mit Doppelflanschen . . . 50
Kümmel, Wasserkunst in Altona 18
Largiadèr, Vorlagen zu Planzeichnungen 36
Müller, Constructionslehre der Maschinentheile (Heft 1) . . 34
Nell und Kauffmann, Eisenbahncurven und Ausweichgeleise . 49
Reuleaux, Constructeur 33
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre . . . . . .
Schellen, die Schule der Elementar-Mechanik und Maschinenlehre 51 8
Schinz, Heizung und Ventilation 1
Schmidt, Ueberblick der verschiedenen Turbinentheorieen . . 67
Schrader, Elemente der Mechanik und Maschinenlehre . . . 65
Schrader, Elementare Bestimmung des Maximums und Minimums 97
Tellkampf, Grundzüge der höhern Mathematik 82
Weiß, allgemeine Theorie der Feuerungsanlagen 2
Wiebe, Mahlmühlen 17
Wiebe, Skizzenbuch für den Ingenieur und Maschinenbauer, Heft XV. bis XIX. 67
„ XX. „ XXII. 99
Wolf, Taschenbuch 35

Literatur- und Notizblatt

zu dem achten Bande des

Civilingenieur.

№ 1.

Literatur.

Die Heizung und Ventilation in Fabrikgebäuden und die Einrichtung von Trocknungsapparaten. Zum praktischen Gebrauche für Fabrikanten, Architekten, Werkmeister u. s. w., verfaßt von C. Schinz. Mit Atlas enthaltend 18 Tafeln in Querfolio. Stuttgart, Verlagsbuchhandlung von Carl Mäcken. 1861.

Der Verfasser dieses Buches, welches den 4. Band von Carl Mäcken's technischer Handbibliothek bildet, ist bereits durch seine „Wärmemeßkunst" in weiteren Kreisen bekannt und liefert in demselben einen neuen, nicht unverdienstlichen Beitrag zur Verbreitung wissenschaftlicherer Ansichten über Feuerungsanlagen. Wenn man darin auch gerade nicht viel Neues und Eigenthümliches findet, so sind doch die neuesten Schriften über diesen Gegenstand, namentlich die neue Auflage des traité de la chaleur, considerée dans ses applications, von E. Péclet, gut benutzt und so verarbeitet, daß die Anwendung der gegebenen Regeln möglichst bequem gemacht ist, indem zahlreiche Tabellen und Beispiele beigegeben sind. Obwohl so ziemlich dieselben Gegenstände, wie die „Wärmemeßkunst" behandelnd, ist das neue Werk des Herrn Verfassers doch keineswegs ein bloser Abklatsch des ersteren, sondern in vielen Stücken berichtigt und vervollkommnet.

Dampfkessel, deren rationelle Construction, Anlage und Betrieb. Ein Hand- und Hilfsbuch für Fabrikanten, technische Behörden, Schulen und zum Selbstunterricht angehender Mechaniker von O. Fallenstein, technischem Director der Petry-Dereux'schen Kesselfabrik in Düren. Mit Atlas, enthaltend 16 Tafeln in Folio. Stuttgart, Verlagshandlung von Carl Mäcken 1861.

Auch dieses Buch gehört zu „Carl Mäcken's technischer Handbibliothek", deren zweiten Band es bildet, und auch darin ist es dem vorigen Werke ähnlich, daß es sich vorzüglich auf französische Quellen stützt. Da die Dampfkesselanlagen nur in wenigen Schriften eine eingehendere Behandlung gefunden haben, so ist eine derartige Zusammenstellung recht nützlich, wir bedauern aber, daß der Herr Verfasser von der einschlägigen Arbeit des Prof. E. Bède, welche wir im 4. bis 6. Bande des Civilingenieur ziemlich ausführlich mitgetheilt haben, und von den Versuchen der Mühlhausener industriellen Gesellschaft mit Dampfkesseln, über welche sich ebenfalls im 6. Bande unserer Zeitschrift ein auszugsweiser Bericht befindet, sowie von den Arbeiten von Longridge und anderen Engländern, von Hartig, von Grouvelle u. A. nicht Kenntniß genommen hat, da namentlich die Mühlhausener Versuche jedenfalls zu dem Besten gehören, was über diesen Gegenstand veröffentlicht worden ist. Ebenso scheint dem Herrn Verfasser Dr. Seyfarth's Preisschrift über die verschiedenen Rauchverbrennungseinrichtungen unbekannt geblieben zu sein, auch wäre wohl zu erwarten gewesen, daß Derselbe die Kessel von Testud de Beauregard, Winiwarter und einige andere erwähnt hätte, da dieselben so viel Eigenthümliches besitzen, daß sie in einer derartigen Monographie nicht wohl übersehen werden können. Allerdings ist der Stoff so bewältigend, daß er sich in dem jedenfalls vorgeschriebenen Umfange nicht erschöpfend behandeln ließ.

Allgemeine Theorie der Feuerungsanlagen von Dr. Th. Weiß, Assistent an der polytechnischen Schule in Dresden. Mit 2 lithographirten Tafeln und 68 in den Text gedruckten Holzschnitten. Leipzig. T. O. Weigel. 1862.

Sehr verschiedener Natur von den beiden vorstehend besprochenen, mehr populären, Schriften ist die Theorie der Feuerungsanlagen des Herrn Dr. Weiß, der unseren Lesern bereits durch seine Abhandlung über die Form der Dampfkessel im 6. Bande dieser Zeitschrift bekannt geworden ist. Dieses Werk versucht, eine wirkliche auf wissenschaftliche Principien basirte Theorie der Feuerungsanlagen aufzustellen, und geht daher weit ab von den zum großen Theil auf ziemlich unvollkommenen Beobachtungen und bloßen Schätzungen beruhenden Theorieen Péclet's und seiner Nachfolger. Diese Aufgabe ist eine außerordentlich schwierige, da die Wärmelehre und Pneumatik selbst noch auf mancherlei nur schwach begründeten Hypothesen fußen, und es darf daher nicht Wunder nehmen, wenn der Herr Verfasser bei seinen Untersuchungen öfters zu keinem ganz befriedigenden Resultate gelangt. Wir geben nachstehend einen Ueberblick über den Inhalt des besprochenen Werkes. Nachdem in den Vorstudien die Principien der Wärmelehre und Dynamik kurz vorgetragen worden sind, wird zunächst von dem Wärmeerzeugungsvermögen der Brennstoffe und der Wärmeüberführung gehandelt, dann kommt die Zugerzeugung mit den dabei von Wichtigkeit seienden Einflüssen, wie atmosphärische Einflüsse, Höhe und Weite der Schornsteine, Länge und Dimension, sowie Führung der Rauchcanäle u. s. w. zur Discussion, und ebenso wird der Verbrennungsraum gründlich beleuchtet. Hieran schließt sich eine Kritik der älteren Theorieen und ein Vergleich der neuen Theorie mit Versuchen, wobei leider die Mühlhausener Versuche nicht mit benutzt werden konnten. Nach einer nochmaligen Wieder-

holung der erzielten Resultate und einer Anweisung, wie die Dimensionen einer Feuerungsanlage zu berechnen seien, schließt das interessante Werk mit einem Anhange über Pyrometer und Anemometer, sowie mit einigen Hilfstabellen.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. 1861. Band V. Heft 1—6.

Dietze, die Dampfschifffahrt von ihrer Entstehung bis zur heutigen Zeit. — Eine interessante, von vielen Tafeln begleitete, historische Darstellung der Entwickelung der Dampfschifffahrt.

Ludwig, Bericht über eine technologische Reise in Schlesien. — Fortsetzung des bereits mehrfach citirten Artikels. Die Notizen betreffen die Eisenindustrie Oberschlesiens.

Neue Regulirung der Pferdekraft in Preußen. — Statt der früheren 510 Fußpfund ist jetzt die Pferdekraft auf 480 Fußpfund (Neugewicht) pro Secunde regulirt und es verhalten sich die gleichen Einheiten einiger anderer Länder dazu, wie folgt:

			Fußpfd. preuß.
die französische Pferdekraft	= 75 Met. Kilogr.	=	477,93
„ englische „	= 550 Fußpfund	=	484,5
„ österreichische „	= 430 „	=	485,06
„ badnische u. schweizerische Pferdekraft	= 500 „	=	477,93
„ hannöverische „	= 516 „	=	480,23
„ preußische (alte) „	= 510 „	=	467,06

Leichtflüssige Legirung. — Nach Wood schmilzt eine Legirung von 15 Th. Wismuth, 8 Th. Blei, 4 Th. Zinn und 3 Th. Cadmium schon bei 60° C., also zeitiger, als jede bekannte andere Legirung.

Wasserwerke zu Newcastle. — Dieselben werden durch eine direct und doppelt wirkende horizontale Dampfmaschine mit Expansion betrieben, welche bei 26″ Kolbendurchmesser und 4′ Hub mit 60 Pfd. Ueberdruck, 1/5 Füllung und 24 Umdrehungen arbeitet und 5 Pfd. Kohle pro effective (4 Pfd. pro indicirte) Pferdekraft und pro Stunde verbraucht. Die Pumpen haben 11½zöllige massive Kolben mit Stulpliderung und 4′ Hub; die Ventile bestehen aus 1¼″ starken Klappen aus vulkanisirtem Kautschuk auf Gittern mit 112 Quadratzoll freier Oeffnung und stehen im Stillstande unter 80 Pfd. Wasserdruck pro Quadratzoll. Windkessel 3′ weit und 12′ hoch, Schwungrad 16′ hoch und 11000 Pfd. schwer.

Geschichtliches über das Metermaaß. — Nachdem die französische Nationalversammlung im J. 1790 den Beschluß gefaßt hatte, im Verein mit der englischen und anderen Nationen ein allgemeines Maaßsystem zu bestimmen, und dieserhalb eine aus den Gelehrten Borda, Lagrange, Laplace, Monge und Condorcet bestehende Commission niedergesetzt hatte, welche sich am 19. März 1791 für das Meter als den zehnmillionsten Theil des Erdquadranten (vom Pol bis zum Aequator) und für das Kilogramm als den tausendsten Theil des Gewichtes eines Cubikmeters destillirten Wassers im luftleeren Raume bei der Temperatur der größten Dichtigkeit aussprach, wurde noch in demselben Monate dieser Vorschlag angenommen und an die Mechaniker Fortin und Lenoir der Auftrag zur Anfertigung der Instrumente ertheilt, während Borda und Cassini sich 1792 und 1793 mit Pendelversuchen und Versuchen über die Ausdehnung des Kupfers und Platins, Méchain und Delambre aber mit der Ausführung der Meridianmessung zwischen Dünkirchen beschäftigten. Allein die politischen Unruhen unterbrachen diese Arbeiten, welche dann Mitte 1795 wieder aufgenommen und im November 1798 vollendet wurden. Im October dieses Jahres trat auch eine Commission von französischen, holländischen, savoyischen, dänischen, spanischen, toscanischen, römischen, schweizerischen und italienischen Gesandten zusammen, welche am 22. Juni 1799 dem gesetzgebenden Körper die Normalmaaße übergab. Bessel hat später nachgewiesen, daß der mittlere Abstand vom Pol bis zum Aequator 10000855 Meter mißt, und auch die Commissarien waren theilweise schon von der Unausführbarkeit einer mathematisch genauen Messung überzeugt.

Lüders, über die Regulatoren. — Diese gründliche Abhandlung hebt mit Recht hervor, daß die bisherigen Theorien blos die Frage behandelten, wann der Regulator sich zu bewegen anfange, nicht aber den Einfluß, welchen er bis zur Herstellung des Gleichgewichtes zwischen Kraft und Last auf die Maschine ausübe; übrigens untersucht dieselbe nach einer kurzen Beschreibung und Theorie der bekannteren Arten von Regulatoren auch blos, ob sie astatisch oder statisch sind, d.-h. ob sie von der Normalgeschwindigkeit in allen Stellungen im Gleichgewicht erhalten werden, oder ob sie sich bei derselben nur in einer bestimmten Stellung befinden können. Dieser Unterschied ist, wie Herr Prof. Reuleaux zuerst dargethan hat, (vergl. d. Bl. vom Jahrg. 1860 S. 25) von großer Wichtigkeit bezüglich der Verbindung des Regulators mit dem Stellzeug, indem statische Regulatoren indirect, astatische direct mit der Stellvorrichtung der Drosselklappe u. s. w. zu verbinden sind, wenn der Regulator das Stellzeug bei der Normalgeschwindigkeit ausgerückt halten soll. Herr L. unterscheidet drei Klassen von R., nämlich solche, welche durch die Ursachen zu einer Veränderung des Widerstandes, solche, welche durch die wirklich erfolgten Aenderungen desselben, und solche, welche durch die dadurch erzeugte Aenderung der Geschwindigkeit in Thätigkeit gerufen werden. Für die erste Klasse kann eine ziemlich rohe Vorrichtung für Schiffe als Beispiel dienen, bei welcher die Drosselklappe durch ein schweres Pendel in einer Weise verstellt wird, wie es das Schwanken des Schiffes nöthig macht; Regulatoren dieser Art können aber nie zur Beseitigung von Geschwindigkeitsänderungen dienen, welche durch Ungleichmäßigkeiten der Kraft hervorgerufen werden. Dies ist auch nur mittelbar der Fall bei den Regulatoren der zweiten Klasse, zu welchen Poncelet's und Hunt's Regulatoren gehören; sie sind kostspielig, nicht sehr empfindlich und etwas unbehülflich. Bei den Regulatoren der dritten Klasse ist jede Veränderung der Kraft, wie der Last merklich, sie sind daher fast ausschließlich angewendet. Sie zerfallen in Differential-, Schwimmer- und Centrifugalregulatoren, je nachdem die Maschine einen Differentialmechanismus, oder eine schwimmerartige Vorrichtung in Bewegung setzt, oder die Centrifugalkraft oder der Luftwiderstand als bewegende Kraft eintritt. Bei den Differentialregulatoren (wie Lauckner's und die Pendel-Regulatoren) ist meist

die Empfindlichkeit nicht sehr groß, oder sie sind ziemlich complicirt und nicht zur Ueberwindung großer passiver Widerstände geeignet. Die Schwimmerregulatoren mit Wasserpumpe scheinen minder gut, als die pneumatischen zu sein, beide Arten aber sind nicht sehr in Gebrauch gekommen, da sie etwas complicirt sind und einer besseren Wartung bedürfen, als die Centrifugalregulatoren. Ueber diese letztere Abtheilung wird etwas vollständiger gehandelt, aber ein bestimmtes Urtheil vermieden, da eigentlich nur praktische Erfahrungen entscheiden können, an denen es gar sehr fehlt.

Froning, Beispiele von tonnlägigen Wasserhaltungsmaschinen. — Auf der Steinkohlengrube Reher-Dickebank steht der 54 Zoll weite Cylinder in der Tonnlage des Schachtes auf gußeisernen Balken und der Kreuzkopf der zum Boden heraus gehenden Kolbenstange, an welchem das Schachtgestänge befestigt ist, wird durch Schlitten mit Gleitblöcken geführt (Hubhöhe 9 Fuß). Aehnlich ist die Einrichtung auf der Zeche Flor und Flörchen, wo zur Geradführung ein Evans'sches Parallelogramm dient. Diese beiden Maschinen stehen über Tage, auf der Zeche Hundsnocken aber liegt der Cylinder im Schachte auf einer Untermauerung; Geradführung durch Schlitten; das Schachtgestänge dient zugleich zum Steuerbaume. Auf Johann-Friedrich-Zeche steht der Cylinder vertical und das tonnlägige Gestänge ist durch ein Kreuz und Watt'sches Parallelogramm mit der Kolbenstange verbunden, welches zugleich als Contrebalancier benutzt wird.

Joy's Patent-Wassersäulenmaschine. — Dieselbe ist zunächst zur Bewegung eines Orgelblasebalges bestimmt, doppelwirkend und sehr compendiös construirt. Zur Steuerung dient ein gewöhnlicher Muschelschieber, welcher an der gemeinschaftlichen Kolbenstange zweier kleiner Steuerkolben sitzt. Letztere werden durch den Wasserdruck bewegt, der mittelst eines Vierweghahnes abwechselnd hinter dem einen oder andern wirksam wird. Der Hahn wird durch Steuerknaggen an einem mit der Kolbenstange verbundenen Steuerbaume bewegt. Der Schieber ist von Pockholz, welches sich besser, als alle Metalle und Glas bewährt und keiner Schmiere bedarf. Im Einfallrohre befindet sich ein Absperrhahn, welcher durch den Blasebalg selbst regulirt wird, so daß die Maschine steht, wenn keine Luft gebraucht wird.

Joy's Patent-Dampfkolben. — Der Kolbenkörper ist massiv, $1/16$ Zoll kleiner, als der Cylinderdurchmesser und im Umfange mit einer $1/2$ Zoll tiefen Spiralwindung für 2 Umfänge à $1/2$ Zoll Steigung versehen, in welche ein $5/8$ Zoll starker gußeiserner oder messingener Ring von $3/4$ Zoll mehr Durchmesser als der Ring als Liderung eingelegt wird. Diese Ringe werden aus dem Ganzen geschnitten, indem man einen gedrehten und ausgebohrten Cylinder auf einen Dorn setzt und dann eine Spirale à $5/8$" Steigung mit einem $1/8$" starken Stichel einschneidet. Beim Einlegen wird diese Feder mit einer schmiedeeisernen Schraubenzwinge umgeben. Bei einem 16zölligen Messingring von $1/2$" Elasticität im Durchmesser und $1/2$" Stärke im Quadrat fand man, daß sich der Kolben mit 65 Pfd. Druck hin und herschieben ließ und, daß nach Abschließung der Kurbel und Auspackung der Stopfbüchse 9,32 Pfd. Druck pro Quadratzoll Kolbenquerschnitt zur Bewegung genügten, wogegen bei einem ebenso starken gußeisernen Ringe mit $5/8$" Elasticität im Durchmesser und $1/2 . 5/8$" Querschnitt 4,41 Pfd. pro Quadratzoll Querschnitt des Kolbens erforderlich waren, um ihn um $5/8$" zusammenzudrücken, und 0,67 Pfd., um ihn im Cylinder zu bewegen. Diese Kolben empfehlen sich außerdem durch ihre Einfachheit und das Nichtvorhandensein von losen Theilen, sowie durch eine sehr gleichförmige Abnutzung. (Vergl. Civilingenieur, Band VI., S. 385, Fig. 53 und 54 auf Taf. 22).

Oxydation des Eisens durch Mennig-Anstrich. — Lamont und Nathan Mercer haben beobachtet, daß Anstriche, in denen Mennige enthalten ist, die eiserne Bekleidung der Schiffe sehr rasch zerstören.

Ueber Sperrräderbewegungen. — Jeep hat eine solche Bewegung erfunden, bei welcher der Stillstand beim Rückgange der Sperrklinke vermieden ist. Es sind nämlich auf der Axe des Sperrrades zwei Kurbeln diametral aufgesteckt, welche zwei nach entgegengesetzten Seiten gewendete Sperrkegel tragen und durch zwei Lenkerstangen bewegt werden, die mittelst Charnier an der Schubstange befestigt sind. Länger bekannt ist die Einrichtung, wo an der Kurbel, welche auf der Axe des Sperrrades sitzt, außer einer Klinke noch eine kurze Schubstange befestigt ist, welche einen kleinen Balancier bewegt, an dessen Ende der zweite Sperrkegel sitzt.

Gründungen der Eisenbahnbrücke bei Koved. — Diese Brücke steht auf gußeisernen Röhren, zusammengesetzt aus 5 viertheiligen Cylindern von 12' Durchmesser, 8' Höhe und 3" Wandstärke, welche durch comprimirte Luft versenkt wurden. Sie haben einen 12' hohen, aus drei $7/8$zölligen Blechlagen zusammengenieteten Schuh und einen, durch zwei 28zöllige Röhren damit communicirenden, 8' hohen Aufsatz, welcher als Luftschleuße dient. In dem Deckel des Letzteren befindet sich ein Cylinder mit 2 Klappen zum Einsteigen. Das Herabsinken der Säule wurde ruckweise bewirkt, indem man die gußeiserne Röhre mit Wasser füllte und durch den Ueberdruck der atmosphärischen Luft hineinschieben ließ. Leer wog eine Säule 2665 Ctr., mit Wasser gefüllt 5000 Ctr. Die Pfeiler sind mit Beton gefüllt.

Nagel's Partialturbine. — Bei dieser Turbine tritt das Wasser durch einen Leitapparat mit 3 Oeffnungen im Inneren des Horizontal-Rades ein und durchströmt das Rad von innen nach außen. Herr Prof. Rühlmann hat bei einer in der Papierfabrik zu Oesede bei Osnabrück aufgestellten mit 68' hann. arbeitenden Turbine mit 23" innerem Halbmesser, $9\,1/2$" Kranzbreite und ca. 5" Kranzweite beobachtet, daß der Wirkungsgrad sich nur sehr wenig veränderte, wenn statt der drei blos 2 oder 1 Schütze geöffnet waren. Eintrittswinkel 35°, Winkel des ersten Schaufelelementes 112°, des letzten $12\,1/2$°, Radschaufelzahl 40, Austrittsöffnung jedes Leitcanales 3,3 Quadratzoll, der Radcanäle am Austritt 5 Quadratzoll.

Martin's Turbine mit äußerer Beaufschlagung. — Nach Angabe des Scientific American sind diese von Martin in Florence (Ver. Staaten) erfundenen horizontalen Wasserräder, denen das Auffschlagewasser durch 4 spiralförmig den äußern Radumfang umgebende Canäle zugeführt wird, sehr zweckmäßig. Ob aber nicht Räder mit äußeren Beaufschlagung und Leitschaufeln noch zweckmäßiger sein sollten, kann kaum bezweifelt werden.

Hirn, angenäherte Theorie der Lenoir'schen Gasmaschine. — Mit ergänzenden Bemerkungen des Herrn Dr. Grashof.

Grashof, über Versuche an einer Ericssonschen colorischen Maschine. — Nachdem der Herr Verf. seiner

früher citirten Formel über die Leistung der coloriſchen Maſchinen folgende einfachere empiriſche Form gegeben hat:

$L = \delta\, F\, n\, [0{,}13823 + 0{,}000861\,(T - 250)]$ Pferdekräfte,

worin δ den Wirkungsgrad, F die Kolbenfläche in Quadratmetern, n die Umdrehungszahl pro Minute, T die im heißen Luftraume herrſchende Temperatur in Centeſimalgraden (200 bis 300°) bedeutet, und der Hub des Arbeitskolbens zu 0,222 Meter angenommen iſt, ſo vergleicht er damit eine Reihe Verſuche, welche Herr Völckers in Buckau mit 14, 18 und 24zölligen Maſchinen angeſtellt hat, und findet, daß δ im Mittel 0,68 beträgt. Verſuche von Prof. Schmidt in Stuttgart geben für die Buckauer Maſchine den Wirkungsgrad 0,534, für die Kuhn'ſche Maſchine 0,734, wenn die Temperaturangaben auf die Réaumur'ſche Scala bezogen werden. Der Brennſtoffverbrauch beträgt nach allen Angaben 30 Pfd. Holz = 15 Pfd. Kohle pro effective Pferdekraft und Stunde.

Waſſerwaage zum Nivelliren. — Verbindet man zwei ca. 10″ lange und ¾″ weite eingetheilte Glasröhren, welche unten durch eine meſſingene Faſſung geſchloſſen ſind, untereinander durch einen Gummiſchlauch und füllt man dieſe communicirenden Röhren mit Waſſer, ſo hat man ein leicht transportables und bequem zu handhabendes Nivellirinſtrument. Die Fußſtücke der Röhren müſſen mit Hähnen verſehen ſein.

Waltjen's Reibungswaage. — Dieſelbe beſteht aus einer in der Mitte durchbrochenen und zur Aufnahme verſchiedener Lagerſchalen eingerichteten ſchweren Scheibe, an welcher ſich ein in radialer Richtung verſchiebbares Gewicht befindet. Dieſe Waage wird auf einen 2″ ſtarken und 1″ langen, mit beliebigen Geſchwindigkeiten in Umdrehung zu verſetzenden Zapfen aufgehangen, nachdem eine zu prüfende Lagerſchale eingelegt iſt, welche in der gewöhnlichen Weiſe durch das zu prüfende Schmieröl geſchmiert wird; dann wird das verſtellbare Gewicht ſo verſchoben, daß die Waage nicht mit herumgenommen wird, und die Lage der Waage genau notirt, woraus man das Reibungsmoment beſtimmen kann. Nach vorläufigen Verſuchen des Erfinders und der Studirenden der polytechniſchen Schule zu Hannover unter Anleitung des Hr. Prof. Rühlmann giebt es für jedes Schmieröl und jede Lagerſchalencompoſitition bei jeder Belaſtung eine gewiſſe Geſchwindigkeit, welcher ein Mininum des Reibungscoefficienten entſpricht, auch zeigt ſich die Belaſtung von einem ſehr hervorragenden Einfluſſe, doch hält Referent ausführlichere Verſuche für nöthig.

Ueber die Form der Kolben für einfachwirkende Dampfmaſchinen — hat das November- und Decemberheft der Revue universelle auf 1860 eine Abhandlung von Dwelshauvers mitgetheilt, welche hier benutzt und berichtigt wird. Soll der Boden des Kolbens gewölbt werden, ſo werden die den Abſtänden x vom Centrum zugehörigen Ordinaten y zu beſtimmen ſein nach der Formel:

$$y = \sqrt{\frac{p}{k}}\sqrt{\frac{2\,r^3}{x} - 3\,r^2 + x^2},$$

wenn p den ſpecifiſchen Ueberdruck des Dampfes, r den Kolbenhalbmeſſer und k den Feſtigkeitscoefficienten bedeutet. Soll aber der Boden durch n radiale Rippen von der Dicke e verſtärkt werden, ſo erhält man für dieſe annähernd die den Abſtänden x vom Mittel entſprechenden Höhen y durch die Formel:

$$y = r\sqrt{\frac{2\,p\,r}{k\,e}}\sqrt{2\sin\frac{\pi}{n} - 3\,\frac{\pi}{n}\cdot\frac{x}{r} + \left(3\,\frac{\pi}{n} - 2\sin\frac{\pi}{n}\right)\left(\frac{x}{r}\right)^3}.$$

Vogl's Roſtfeuerung für Steinkohlenklein. — Für ſehr klares Brennmaterial, welches durch Stangenroſte fällt und den Treppenroſt ſo verlegt, daß kein genügender Luftzug übrig bleibt, wird mit Vortheil Vogl's ſogenanntes Blaſepult angewendet, welches aus einem gußeiſernen auf 5 Seiten geſchloſſenen Kaſten beſteht, deſſen vordere Wand durch einen Treppenroſt gebildet wird, und in welchen von der einen Seite ein Windrohr einmündet, welches gepreßte Luft unter den Roſt führt.

Dampfmaſchinen und Keſſel der hannoverſchen Baumwoll-Spinnerei und Weberei. — Die Dampfmaſchinen ſind höchſt eigenthümlich conſtruirte Woolf'ſche Maſchinen von C. Kay in Bury bei Mancheſter. Es ſind nämlich zwei horizontale Hochdruckmaſchinen mit 24½″ engl. Kolbendurchmeſſer und 3½′ Hub vorhanden, welche mit 48 Umdrehungen pro Minute an demſelben Krummzapfen arbeiten; der von ihnen ausgeſtoßene Dampf treibt aber zwei Niederdruckmaſchinen mit vertical ſtehenden Cylindern à 42″ Durchm. und 7′ Hub mit Balanciers und gekuppelten Krummzapfen, welche 24 Umdrehungen machen. Die Schwungräder dieſer Zwillingsmaſchinen bilden zugleich Zahnräder, welche die Bewegung an die Hauptwelle übertragen. Die Dampfkeſſel ſind 30′ lange, 7′ weite Cylinderkeſſel mit zwei darin liegenden und die Roſte umſchließenden, 30″ weiten Feuerröhren; Roſtfläche 35 Quadratfuß, freie 14,28 Proc. der totalen; directe Heizfläche 25 Quadratfuß, indirecte 719, totale 774 Quadratfuß. Bei angeſtellten Verſuchen wurden pro ſtündliche Pferdekraft 4,8, pro Quadratfuß Roſtfläche und Stunde 22,45, pro Pfd. verdampftes Waſſer 0,16 Pfd. Kohle verbraucht bei 13 bis 18°C. Luft- und 18°C. Speiſewaſſertemperatur und 5½ Atm. Dampfüberdruck. Die directe Heizfläche betrug 0,33, die indirecte 1,37 Quadratfuß pro Pferdekraft und pro Quadratfuß Heizfläche wurden 6,25 Pfd. Waſſer verdampft.

Ueber Gußſtahlkeſſel wird nach der ſächs. Induſtriezeitung berichtet, daß ſie ſich bezüglich der Leichtigkeit ſehr zu empfehlen ſcheinen, wo auf dieſe Eigenſchaft etwas ankommt. Denn ein in Wetter an der Ruhr aus ¼″ ſtarken Gußſtahlblechen hergeſtellter, 30′ langer und 4′ weiter Cylinderkeſſel mit 2′ hohem und weitem Dampfdome und 10″ hohem, 15′ weitem Mannlochaufſatze, welcher einer Probe bis auf 13 Atmoſphären unterworfen wurde, ohne Schaden zu zeigen, wog nur 5842 Pfd., während ein auf 4⅓ Atmoſphären berechneter eiſerner Dampfkeſſel 9000 Pfd. wiegen würde.

Göhl's Univerſalmaaßſtab. — Durch Beigabe eines Sehnenmaaßſtabes hat Herr v. Göhl zu Landau die gewöhnlichen hölzernen Maaßſtäbe auch als Transporteurs verwendbar gemacht, welche Herr Prof. Karmarſch in den Mitth. Gew. Ver. f. d. Königr. Hann. ſehr empfiehlt.

Zeitſchrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover. Bd. VII. Jahrgang 186 Heft 1 und 2.

Schaaf, Clark's neue hydrauliſche Docks in London. — In Amerika hat man bereits hydrauliſche Apparate zur Erleichterung der Ausbeſſerung von Schiffen ausgeführt, welche aber eine andere Einrichtung als die von Edwin Clark für die New Thames-Graving-Docks entworfenen. Vorrichtungen beſitzen. Bei jenen werden nämlich die Schiffe auf eine verſenkte Platform gefahren und die letztere wird durch Ketten,

welche über festliegende Rollen gelegt und an zwei über den Rollen liegenden horizontalen Balken befestigt sind, in der Art 10′ hoch gehoben, daß diese Balken mit den Kolben zweier in derselben Horizontale davor liegenden hydraulischen Pressen verbunden sind. Zum Aufziehen der Platform genügt ein Kolbenhub, es kann aber stets nur ein Schiff auf einmal gehoben werden, auch genügt für größere Schiffe der Hub von 10′ oft nicht. Bei den neuen Docks wird dagegen das Schiff auf einen eisernen Ponton gebracht, der mit Wasser gefüllt ist, dann hebt man Beide durch eine hydraulische Vorrichtung über Wasser, läßt das Wasser ablaufen, und kann nun das Schiff an eine beliebige Stelle transportiren, um es dort auszubessern. Die Hebevorrichtung besteht aus 16 gußeisernen Säulen mit 5′ Durchmesser und 60 Fuß Länge, welche 12′ tief im Grunde stehen und in zwei, 62′ weit aus einander stehende, Reihen vertheilt sind. In diesen Säulen befinden sich hydraulische Pressen, deren zehnzöllige Kolben paarweise an, quer über das Bassin gelegten schmiedeeisernen, 68′ langen Balken angreifen und dieselben vom Grunde auf 25′ Höhe zu heben vermögen. Die Arbeit zum Flottmachen eines Schiffes mit 18 bis 20′ Tiefgang dauert 40 Minuten und die Länge des Apparates beträgt 340′. Die hydraulischen Pressen werden durch eine 25pferdige Dampfmaschine mit 4 Pumpen gespeist.

v. Kaven, die Wölbung der Ilmenaubrücke bei Lüneburg. — Bei Herstellung des Oberbaues zu dem zweiten Gleise dieser in der Hannover-Harburger Eisenbahn gelegenen Brücke wurde statt der beim ersten Gleise verwendeten Holzconstruction eine Wölbung mit Ziegeln angewendet, welche unter den vorliegenden Umständen billiger als die Wölbung mit Quadern oder ein eiserner Oberbau zu stehen kam. Hierzu war eine Verstärkung der Widerlager nöthig, da sie nur 10 Fuß stark waren, aber nach der bei den hannoverschen Eisenbahnbauten gültigen Instruction eine Stärke von 19,17 Fuß erhalten mußten. Diese Instruction giebt nämlich für die Berechnung der Widerlagerstärke a aus der Spannweite W (56 Fuß), der Widerlagerhöhe h (11 Fuß) und dem Verhältniß der Weite zum Pfeil n (7 Fuß) die Formel:

$$a = \sqrt{W}\,[1{,}065 + 0{,}177\,(n - 2) + 0{,}033\,h] + \frac{W}{30}.$$

Es wurden daher hinter dem Widerlager Contreforts von 22 Fuß Länge, 10,5 Fuß vorderer und 7 Fuß hinterer Breite auf Beton, der aus 11,2 Cubikfuß Romancement, 22,4 Sand und 96 Steinschlag bestand, aufgeführt, wozu man erst einen 28 Fuß tiefen Schacht herstellen mußte. Die Gewölbstärke würde nach der Formel $d = \frac{3}{4} + \frac{W}{12}\,(0{,}3 + 0{,}04\,n)$ für Quader 3,46 Fuß betragen haben und wurde für Ziegel zu $d_1 = d\left(1 + \frac{4 - d}{6}\right) = 3{,}77$ Fuß oder zu 5 Ziegelstärken à 9 1/8 Zoll bestimmt. Zum Mörtel diente Portlandcement aus der Fabrik von Kleudgen u. Comp. in Hamburg, mit 6 mal so viel Sand vermengt; 1 Cbf. erforderte 0,9 Cbf. Sand und 0,3 Cbf. Cement und 1 Cbf. Mauerwerk 15 3/4 Ziegel (9 1/8 Zoll lang, 4 3/8 Zoll breit, 2 1/8 Zoll dick) und 0,42 Cbf. Mörtel. Die Lehrgerüste wurden aus beschlagenem Nadelholz gefertigt; die Bögen ruhten auf 1 1/2 Zoll starken schmiedeeisernen Schrauben mit 4 Gängen pro Zoll Länge, welche 3 1/2 Thlr. pro Stück zu stehen kamen und zum Ausrüsten sehr bequem sind. Die Gerüste wurden vor Beginn der Arbeit ungefähr mit dem halben Gewicht der Gewölbe belastet und so justirt. Nach Vollendung der Bögen zeigten sich am Kämpfer, dann bei 7 bis 9 Fuß und endlich bei 15 bis 18 Fuß Abstand davon symmetrische Risse, wovon derjenige am Kämpfer, welcher zuletzt 3/4 Zoll weit auf dem Gewölbrücken aufmachte, gehörig ausgespült und mit Romancement ausgefüllt wurde. An jedem Bogen arbeiteten 4 Mann, welche im Accord zusammen täglich 3600 Steine (240 Cbf. Gewölbe) vermauerten. Auf 30 Gesellen kamen 17 Arbeiter zum Materialherbeischaffen und 10 Mörtelmacher. An den Lehrbögen band ein Zimmergesell in 10 Stunden Arbeitszeit 25 laufende Fuß ab. Zum Ausrüsten waren 4 Mann nöthig, welche in 20 bis 30 Minuten fertig wurden. Die Senkung der Scheitel betrug bei den 6 Oeffnungen unter der Belastung der Lehrbögen mit dem halben Gewichte 0,63 Zoll, nach den ersten 14 Tagen des Wölbens 0,5 bis 0,94 Zoll, unmittelbar nach dem Ausrüsten 0,41 bis 0,66 Zoll, nach dem Passiren des vierten Zuges auf dem nebenliegenden Gleise 0,45 bis 0,705 Zoll, also im Ganzen unter dem anfänglichen Scheitel des Lehrgerüstes 1,78 bis 2,275 Zoll.

Nördlinger, Oberbausystem der französischen Orleans-Centralbahn. — Dieser Aufsatz ist hauptsächlich eine Replik auf die Angriffe, welche die vom Herrn Verfasser eingeführte mechanische Verlaschung der Schienen erfahren hat. Die Vignolesschienen ohne mechanische Vorrichtung der Enden greifen auch in Frankreich immer mehr um sich.

Treuding, über Chausseewalzen. — Historisches über die verschiedenen, den Chausseewalzen gegebenen, Einrichtungen mit kritischen Bemerkungen und Abbildungen. Gußeiserne Walzen sollen 5 1/3 bis 6 1/3 Fuß hoch und 3 3/4 bis 4 1/4 Fuß breit, 1 1/2 bis 2 1/2 Zoll stark im Eisen sein, und Axen von 2 1/2 bis 3 Zoll Stärke, Arme von 3 Zoll Breite und 1 1/2 Zoll Dicke erhalten und wiegen dann 55 bis 85 Centner, so daß sie bei Straßen mit mäßigem Ansteigen und 2 Fuß Geschwindigkeit von 4 bis 8 Pferden gezogen werden können. Völlig belastet beträgt das Gewicht einer Walze etwa 120 Ctr. Das Walzen kostet pro Quadratruthe hannov. 0,5 bis 1,5 Thlr.

Plener, Notizen über die Great-Western-Docks zu Plymouth. — Diese mit bogenförmigen Schleusenthüren und sonstigen interessanten Einzelheiten versehenen Docks sind durch 4 Tafeln erläutert.

Tolle, Stau- und Ablaßschleuse in der Seeve bei Hörsten. — Dieselbe leitet das Hochwasser der Seeve direct nach der Elbe, hat 20 Fuß lichte Weite und kostet 3800 Thlr.

Wittstein, über die Berechnung der Ablösung von Bauverpflichtungen. — Die Baurenten werden oft unter der Annahme berechnet, daß der Empfänger dieselben (als zu unbedeutend) nicht Zinsen tragend anlegen könne, wodurch ein zu ungünstiges Resultat für den Ablösenden herauskommt. Andererseits werden sie auch wohl unter der Annahme berechnet, daß die jährliche Rente auf Zinseszins angelegt werden könne, was sehr häufig der Kleinheit der Summe wegen eine etwas ungerechte Voraussetzung für den Empfänger sein wird. Der Herr Verfasser schlägt daher vor, die Annahme zu machen, daß die Rente zwar auf Zinseszins angelegt werden könne, aber nur zu einem niedrigen Zinsfuß q (etwa 3 Proc.), daß dagegen dem Verpflichteten ein Zinsenansatz q_1 (etwa 5 Proc.) für das zu einem Neubaue aufzu-

nehmende Capitel statuirt und bei der Umwandlung der Rente in ein Ablösungscapital ein Zinsfuß q_2 (etwa 4 Proc.) zu Grunde gelegt werden möge. Auf diesen Principien ergeben sich dann für die Ablösungsrente b und das Ablösungscapital s die Formeln:

$$b = a\left(\frac{q-1+(q^m-1)(q_1-1)}{q-1+(q^r-1)(q_1-1)}\right)\frac{q-1}{q^m-1}, \text{ u. } s = \frac{b}{q_2-1}.$$

wenn a die zum jedesmaligen Neubau erforderliche Summe, m die zwischen zwei Neubauen verfließende Periode und r die bis zum nächsten Neubau übrig bleibenden Jahre bedeutet. Ist z. B. $a = 6000$ Thlr., $m = 100$ Jahre, $r = 40$ Jahre, $q = 1{,}03$, $q_1 = 1{,}05$ und $q_2 = 1{,}04$, so erhält man $b = 64{,}96$ Thlr., $s = 1624$ Thlr.

Gödecker, über Stauhöhe und Stauweite. — Der Herr Verfasser findet durch directe Integration der Dupuit'schen Differentialformel für die Stauweite L die Formel:

$$\frac{iL}{t} = U + 2{,}32275 - \tfrac{1}{6}\lg.\,\text{nt.}\,\frac{U^2+3U+3}{U^2} - \frac{1}{\sqrt{3}}\,\text{arc. tg.}\,\frac{2U+3}{\sqrt{3}},$$

worin i das Bodengefälle, t die Tiefe des ungestauten Wassers U die Höhe des Staues beim Wehre dividirt durch t bedeutet. Für die Berechnung der Entfernung l zwischen zwei Stauhöhen Z und z gilt die Formel:

$$\frac{il}{t} = U - u + \tfrac{1}{6}\lg.\,\text{nt.}\,\frac{U^2(u^2+3u+3)}{u^2(U^2+3U+3)} - \frac{1}{\sqrt{3}}\left[\text{arc. tg.}\,\frac{2U+3}{\sqrt{3}} - \text{arc. tg.}\,\frac{2u+3}{\sqrt{3}}\right],$$

worin U für $\frac{Z}{t}$ und u für $\frac{z}{t}$ gesetzt ist.

Hänel, die inneren Kräfte rechtwinkelig belasteter Balken und die Berechnung eiserner I Balken. — Wiedergegeben nach den Vorlesungen des Herrn Prof. Hänel in Stuttgart.

Haltbarkeit verschiedener Metalle unter Wasser. — Nach dem von der englischen Hafencommission veröffentlichten Berichte war an eisernen Kanonen, welche 58 Jahre in der See gelegen hatten, eine ca. $\frac{1}{8}$ Zoll starke Rostkruste, bei solchen von Kanonenmetall aber nur die gänzliche Auflösung der darin eingegossen gewesenen eisernen Stäbe zu bemerken. Eiserne Kanonen, welche 133 Jahre im Wasser gelegen hatten, waren $\frac{3}{4}$ Zoll tief angefressen, metallene unversehrt. Eiserne Kugeln, welche 292 Jahre in der See geruht hatten, wurden an der Luft rothglühend und zerfielen in Stücke.

Entsäuerung der Grubenwasser auf Königshütte zum Speisen der Dampfkessel. — Diese Wasser halten in 100 Kilogrammen Flüssigkeit 61,35 Gr. Schwefelsäure, 16,56 Eisenoxyd, 11,98 Kalkerde, 6,57 Magnesia, 0,43 Chlor, 2,22 Gramm Natron und werden durch Kalkhydrat entsäuert. Dieses wird in 5 Fuß weiten, 8 Fuß langen Kästen auf ein in der halben Höhe angebrachtes Geflecht gestürzt; die Grubenwasser fließen oben zu und unter dem Geflecht ab. Man braucht täglich auf 5760000 Pfd. Grubenwasser $5\frac{1}{2}$ Tonnen Kalk und erhält seitdem im Kessel einen Stein von Gyps, die Kesselwandung wird aber nicht mehr angegriffen.

v. Kaven, Haltbarkeit hölzerner Brücken. — Beim Abbruch der seit 1847 dem Betrieb übergebenen Brücke über die Ilmenau bei Lüne fand man die Hölzer um so stärker angegangen, je mehr sie der Witterung ausgesetzt gewesen waren; die Kanten der verzahnten Hölzer und Verkämmungen waren stark angegangen, Bolzenköpfe, wo getheertes Werg untergelegt war, fanden sich gesund, die Oeffnungen über dem Flusse waren in besserem Zustande, als die übrigen. Ganz getheerte Hölzer hatten sich schlechter gehalten, als solche, wo eine Seite ohne Anstrich geblieben war.

Notizen.

---

de Lacolonge, Versuche mit einer als Motor benutzten Eimerkette. — Bekanntlich ist auch die Eimerkette als Motor benutzt worden, wobei die Axe der oberen Kettenscheibe als Kraftwelle fungirt. Ein solches Rad treibt bei Bordeaux eine Mahlmühle und Herr Louis Ordinaire de Lacolonge hat dessen Wirkungsgrad beobachtet und darüber bei Victor Dalmont in Paris eine kleine Broschur unter dem Titel: De l'émploi de la Chaine à augets comme Moteur veröffentlicht, der wir Nachstehendes entlehnen. Die betreffende Eimerkette hat 26 Glieder und Eimer von 118 Liter Fassungsraum; die Glieder sind von Charnier zu Charnier 0,335 Meter lang und wickeln sich auf zwei achteckigen, in 3,015 Metern Abstand zwischen den Axen senkrecht übereinander gelagerten Kettenscheiben auf, deren Durchmesser sich hiernach zu 0,876 Meter berechnet. Die Eimer sind im Querschnitt trapezförmig und die große, das Wasser aufnehmende Seite steht 0,507 Meter von der Kette ab. Das Gefälle beträgt 5 Meter, ist aber starken Schwankungen unterworfen. Aufschlagsgerinne und Schütze sind von unzweckmäßiger Form, so daß sie kaum zur Messung der Aufschlagmenge benutzt werden konnten. Bei dem Versuche betrug das Gefälle 4,75 Meter und der Motor trieb einen Mahlgang mit 112 Umgängen, welcher in 10 Minuten 19,5 Kilogramme Mehl lieferte. Hierbei machte die Kettenscheibe 5,6 Umdrehungen pro Minute und die Eimer waren so voll, daß sie etwas Wasser verloren. Unter Zugrundelegung desjenigen Ausflußcofficienten, welcher den Umständen am besten zu entsprechen schien, berechnet Herr Lacolonge die Aufschlagmenge zu 93 Litern pro Secunde, was auch ungefähr mit dem Fassungsvermögen der Schaufeln stimmt. Denn, da sich bei der angegebenen Umdrehungszahl der Kettenscheiben pro Minute 44,8 Eimer à 118 Liter Inhalt füllen können, so würden hiernach von der Eimerkette pro Secunde $\frac{5286{,}4}{60} = 88{,}11$ Liter Wasser aufgenommen worden sein. Die geringe Differenz von 5 Litern erklärt sich durch den Umstand, daß die Eimer übervoll gemacht wurden. Aus der Angabe des vermahlenen Getreides, nämlich 117 Kilogramme pro Stunde, kann man nach Piobert schließen, daß die verrichtete Arbeit 3,675 Pferdekräfte betrug, denn 120 Kilogramme Getreide pro Stunde verlangen 3,77 Pferdekräfte. Vergleicht man hiermit die dem verbrauchten Aufschlag entsprechende Arbeit, nämlich

$\frac{4{,}75 \cdot 93}{75} = 5{,}889$ Pferdekräfte bis $\frac{4{,}75 \cdot 88{,}11}{75} = 5{,}580$ Pfrdkr.,

so erhält man als Nutzeffect des Motors

$$\frac{3{,}675}{5{,}889} = 0{,}624 \text{ bis } \frac{3{,}675}{5{,}580} = 0{,}658.$$

Der Wirkungsgrad dieses, wie erwähnt, keineswegs zweckmäßig construirten Motors ist also gar nicht unbefriedigend zu nennen, wie dies auch Herr Bergrath Weisbach in seiner Ingenieur- und Maschinenmechanik, Band II, S. 718, vorausgesagt hat. Theoretische Untersuchungen, welche Herr Lacolonge beifügt, zeigen, daß er sogar einen gleich guten Wirkungsgrad als die verticalen Wasserräder geben kann, wenn die Schützenvorrichtung richtig construirt ist, aber freilich verlangt eine derartige Eimerkette eine sehr vorzügliche Arbeit und Unterhaltung, weil viele bewegliche Theile daran sind, die sich nicht ohne Stöße auf die Scheiben auflegen können, und sich bei der constanten Feuchtigkeit, der sie ausgesetzt sind, stark abnutzen müssen. Ueberdies wird sich bei der geringen Geschwindigkeit der Umdrehung leicht ein schweres Viertel ausbilden, was einen ungleichen Gang giebt.

Grosjean, über die Beförderung von Packeten mittelst comprimirter Luft. — In London giebt es vier atmosphärische Packetbeförderungslinien zwischen der Central-Telegraphenstation und vier Nebenstationen, wovon die entfernteste 1400 Meter davon abliegt. Die Röhren sind aus einer Composition, in welcher das Blei vorherrscht, 5 bis 6 Centimeter im Lichten weit, und bei Straßenübergängen in gußeiserne Röhren eingeschlossen. Sie liegen ungefähr 80 Centimeter unter der Straße. Die Depeschen werden in Lederkapseln eingeschlossen von 10 Centimetern Länge, welche in den Röhren hingleiten. Die vier Röhrenleitungen münden in der Centralstation in einem Reservoir aus, in welchem durch eine Dampfmaschine ein luftverdünnter Raum erzeugt wird. Dieses Reservoir und die Maschine stehen in einem Kellerraume. An den Röhren befinden sich bei der Einmündung in das Reservoir Hahnrohre, und wenn ein solcher Hahn geöffnet wird, so wird die Luft in den Röhren verdünnt. Um von einer Nebenstation eine Depesche nach dem Centralbureau zu befördern, giebt man ein Signal mit dem unter der Erde hingehenden elektrischen Telegraphen und steckt die Kapsel in die Röhre; dann öffnet der Beamte im Centralbureau den Hahn der betreffenden Röhre und die Kapsel gelangt in Folge des atmosphärischen Druckes langsam in dem Bureau an, wo sie mittelst folgender einfachen Vorrichtung von selbst auf den Tisch fällt. Es befindet sich nämlich kurz vor dem geschlossenen Ende der Röhre eine durch eine Feder nach außen gedrückte Thüre von der Größe der Kapsel; dieselbe schließt sich in Folge der Luftverdünnung in der Röhre, öffnet sich aber, sobald die Kapsel daranf anlangt und also der atmosphärische Druck von beiden Seiten gleich wird. Durch diese Thür wird auch eine Kapsel eingelegt, welche nach der anderen Station geschickt werden soll. Die englischen Ingenieurs bedienen sich nicht der comprimirten Luft um solche Depeschen aus dem Centralbureau nach den Nebenstationen zu befördern, sondern haben von dem Hauptreservoir aus schwache Bleiröhren neben den Röhrenleitungen hin bis zu den Enden der Letzteren in den Nebenstationen gelegt und sie dort mit ebensolchen Hahnröhren versehen, wie die Hauptröhren beim Reservoir. Daher ist bei der Sendung von Depeschen aus dem Centralbureau nach den Seitenstationen das Verfahren genau so, wie vorhin beschrieben wurde. Bemerkenswerth ist es, daß das Centralbureau im dritten Stock befindlich ist, woraus hervorgeht, daß diese Röhrenleitungen ansehnliche Krümmungen besitzen dürfen, ohne daß dies der Beförderung von Packeten nachtheilig ist. Man hat im Centralbureau ein Wasserreservoir aufgestellt, dessen man sich bedienen kann, um vorkommenden Falles sitzengebliebene Depeschen durch einen Wasserstrahl wieder zurückzuspülen. — Ganz neuerdings hat eine neue Compagnie gußeiserne Rohre von ca. 60 Centimetern Weite legen lassen, um Packete zwischen den Eisenbahnstationen und dem Postgebäude darin zu befördern. Die Wagen, auf denen die Packete liegen, laufen mit Rädern auf Schienen am Boden der Röhre und werden ebenfalls durch den atmosphärischen Druck und nicht durch comprimirte Luft fortgeschoben. Zur Herstellung der verdünnten Luft dient ein saugender Ventilator nach Art der Grubenventilatoren. (Bull. Soc. Enc. No. 102.)

Nähere Angaben über diesen Apparat bringt das Mechanic's Magazine. Der saugende Ventilator besteht aus zwei schüsselförmigen Blechscheiben von 18′ Durchmesser, welche auf einer hohlen Welle sitzen, daselbst 2′ 6″, am Umfange aber nur 3″ weit von einander abstehen und durch 4 Arme unter einander verbunden sind. Die hohle Welle dreht sich mit 150 bis 200 Umdrehungen pro Minute und communicirt mit einer Vacuumkammer, in welche die pneumatische Röhre einmündet. Letztere hat ungefähr die Form, wie der Themsetunnel, ist 2′ 9″ hoch und 2′ 6″ weit und bei der Vacuumkammer mit Ventilen versehen, welche von außen geöffnet werden können. Die Versuchsröhre ist auf den Battersea Fields gelegt worden und zeigt mehrere scharfe Krümmungen und starke Steigungen; die 5 langen Wagen, welche darin laufen, sind von Blech gefertigt, mit vier 18″ hohen gußeisernen Rädern versehen und am vorderen Ende mit ein Paar Streifen vulkanisirten Kautschuks umgeben, welche aber keineswegs dicht ablidern, sondern rund herum $^3/_8$″ Zwischenraum lassen. Man transportirte auf diese Weise zuerst 1 Ton Cement, wobei 7″ Wassersäule gegeben und der Weg in 50 Secunden zurückgelegt wurde, dann eine Last von 2 Tonnen, welche 80 Secunden brauchte, hat auch schon Probefahrten mit lebenden Passagieren gemacht.

Nasmyth, über das Schweißen des Schmiedeisens. — Nach dem Engineer, No. 271, sucht Nasmyth das häufige Misrathen der Schweißen nur darin, daß zwischen den zusammengeschweißten Flächen Glühspan eingeschlossen bleibt und dadurch die innige Berührung der schweißwarmen Flächen verhindert wird. Um mit Sicherheit auf eine feste Schweiße rechnen zu können, genüge es, die beiden Flächen, in welchen die Schweißung stattfinden soll, convex zu formen, so daß sie sich nur in einem Punkte berühren, damit die Haut von Glühspan, mit der sie überzogen zu sein pflegen, zur Seite hinausgequetscht werden könne.

Beobachtungen über die Reibung von Sella. — Der Akademiker Quintino Sella hielt in der Sitzung der Akademie der Wissenschaften in Turin vom 7. April 1861 einen Vortrag über die Reibung, aus welchem wir Nachstehendes entlehnen. Schon im 17. Jahrhundert war Amontons experimentell zu der Ueberzeugung gelangt, daß die Reibung unabhängig sei von der Größe der Berührungsfläche. Diese Behauptung wurde auch durch Coulomb's Versuche (1781) bestätigt, bei denen außerdem die fast völlige Unab-

hängigkeit von der Geschwindigkeit und die Proportionalität mit dem Drucke nachgewiesen wurde. Noch genauer waren die von Morin in den Jahren 1831 bis 1834 unternommenen Versuche mit einem selbstverzeichnenden Apparate und sie bestätigten die Coulomb'schen Gesetze vollkommen, bewiesen auch die vollkommene Unabhängigkeit der Reibung von der Geschwindigkeit. Dagegen ist von den Praktikern gegen die Richtigkeit der letzteren Behauptung stets Zweifel erhoben und auch neuerdings auf der schiefen Ebene von Giovi wieder beobachtet worden, daß die Bremsen bei Ueberschreitung einer gewissen Anfangsgeschwindigkeit nicht mehr im Stande sind, die Acceleration der Bewegung zu verhüten. Bochet und Poirée glauben sogar, durch eine größere Versuchsreihe mit Eisenbahnwagen bewiesen zu haben, daß die Reibung von der Geschwindigkeit abhängig sei, nämlich mit wachsender Geschwindigkeit abnehme, sowie daß sie dem Drucke proportional und nicht merklich abhängig von der Größe der Contactfläche sei. Bochet hat zwar neuerdings seine frühere Behauptung, daß die Curve, welche durch Antragen der Geschwindigkeiten als Abscissen und der Reibungen als Ordinaten entsteht, ein hyperbolischer Bogen sei, dessen Asymptote mit der Abscissenaxe parallel laufe, dahin abgeändert, daß die Reibungsversuche nicht auf eine einzige Curve führten, sondern daß sie, selbst unter scheinbar ganz identischen Verhältnissen, nur in eine Zone zwischen zwei solchen Curven eingeschlossen werden könnten, aber er hält im Uebrigen seine Ansichten über die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit aufrecht. Hirn's Versuche über das mechanische Aequivalent der Wärme beruhten zum Theil auch auf der Reibung, indem er über einen drehenden Zapfen eine Lagerschale legte, welche mit einem zu beschwerenden Waagebalken versehen war, und beobachtete, wie viel Gewicht aufgelegt werden mußte, um den Waagbalken horizontal zu erhalten. Nach diesen Versuchen unterscheidet Hirn eine unmittelbare Reibung, bei welcher sich die Körper direct berühren, und eine mittelbare, bei welcher zwischen den Berührungsflächen ein festes oder flüssiges oder gasförmiges Schmiermittel befindlich ist, und glaubt, daß die erstere Reibung dem Coulomb'schen Gesetze unterworfen, die mittelbare aber eine complicirte Function des Druckes, der Berührungsfläche und der Geschwindigkeit sei, indem er annimmt, daß bei geringeren Geschwindigkeiten die Schmiere gar nicht zwischen die reibenden Flächen einzudringen vermöge, daß dagegen bei einer gewissen größeren Geschwindigkeit schon die, alle Körper umgebende, Luft als Schmiermittel wirke und die Reibung wesentlich verringere. Ritter Sella ist der Ansicht, daß die Reibung in einer gegenseitigen Zerstörung der aufeinander hingleitenden Körper und in Vibrationen, welche nahe an der Oberfläche hervorgerufen werden, bestehe; Erstere sei von dem Zustande der Berührungsflächen, Letztere von der Elasticität der Körper abhängig und daher sei auch nicht zu begreifen, wie die Reibung von der Größe der Fläche und Geschwindigkeit unabhängig sein solle. Die älteren Versuchsapparate und das Verfahren von Bochet und Poirée seien zu roh, um diese Einflüsse ermitteln zu können, Hirn's Reibungswaage eigne sich eher dazu, doch könne man mittelst derselben keine Beobachtungen mit Glas anstellen, welches gerade wegen der Verschiedenheit der Elasticität in verschiedenen Richtungen interessant sei, auch lasse sie im Unklaren über die Vertheilung des Druckes. Daher hat er zwei neue Instrumente (Tripsometer) angegeben, welche sich darauf gründen, daß eine ebene Fläche, welche auf einen drehenden Cylinder gelegt wird, in Folge der Reibung weggeschoben werden wird, oder daß ein Körper, welcher auf eine um eine verticale Axe rotirende Scheibe gelegt wird, von der Letzteren mitgenommen werden wird, wenn er nicht durch eine Feder (welche dann die Reibung mißt) zurückgehalten wird. Diese Apparate gestatten die Untersuchung der Reibung bis zur völligen Entfernung jeder Rauhheit der Flächen, die Untersuchung beliebig kleiner Körper und Beobachtungen im luftleeren Raume. Mit einem, von Froment in Paris gefertigten Cylindertripsometer wurde beobachtet, daß die Reibung bei denselben Körpern sehr nach dem Zustande der Sauberkeit der Flächen variirt, daß innerhalb der Geschwindigkeiten von 0 bis 0,5 Meter pro Secunde die Reibung mit der Geschwindigkeit zunimmt, was darauf hinzudeuten scheint, daß bei großen Geschwindigkeiten (wie bei Eisenbahnen) die Luft als Schmiermittel auftritt, oder daß es eine Geschwindigkeit giebt, bei welcher die Reibung ein Maximum wird, endlich daß die Reibung bei Krystallen nach der Richtung variirt, bei Quarzkrystallen z. B. in der Richtung der Hauptaxe wesentlich größer ausfällt, als rechtwinkelig dazu.

Bouniard's Scheibenrad. — Dieses Rad hat eine in der halben Länge getheilte Nabe; jede Hälfte der Nabe ist mit einer schüsselförmigen Blechscheibe aus einem Stück gefertigt und diese beiden Hälften sind an einen Tförmigen Unterreif angenietet, welcher die eigentliche Bandage trägt. Seit zwei Jahren gehen mehrere solche Räderpaare auf der französischen Mittelmeer- und Westbahn und haben sich ausgezeichnet bewährt. Sie sind leicht herzustellen, billig in der Unterhaltung und $\frac{1}{3}$ leichter als andere Räder. (Génie industriel. Nr. 130.)

Ueber die Ergiebigkeit der artesischen Brunnen. — Nach 6jährigen Anstrengungen ist bekanntlich der von dem deutschen Bohringenieur Kind niedergestoßene artesische Brunnen zu Passy glücklich vollendet worden und liefert in 24 Stunden 20000 Cubikmeter Wasser. Er besitzt 586,5 Meter Tiefe und das Wasser steigt mit 28° C. Wärme auf. In 3500 Meter Entfernung davon befindet sich der schon länger vollendete artesische Brunnen von Grenelle, welcher zeither 900 Cubikmeter Wasser in 24 Stunden lieferte, dessen Ergiebigkeit aber in der Zeit vom September bis zum October (seit Eröffnung des Passy'er Brunnens) auf 460 Cubikmeter gesunken ist. Auch der Brunnen zu Passy gab den ersten Tag 25000 Cubikmeter und seine Ergiebigkeit hat sich bis auf 20000 Cubikmeter vermindert. Man sucht die Verminderung in einer eingetretenen Versetzung des Greneller Bohrloches mit Sand und in der geringeren Höhe des Austrittspunktes bei dem Passy'er Bohrloche. Beide Bohrlöcher reichen bis in die 50 Meter mächtige Grünsandschicht, welche zwischen der Kreide und dem Jurakalk des Pariser Beckens liegt und zur einen Hälfte aus Thon, zur anderen Hälfte aus Sand besteht. Von Letzterem wiegt ein Cubikmeter naß 1600, trocken 2500 Kilogramme, enthält also 333 Liter Wasser, und da die Ausbreitung dieser Schicht 80000 Quadrat-Kilometer beträgt, so ist mindestens keine Gefahr für ein Versiegen dieser beiden artesischen Brunnen vorhanden, wenn auch vielleicht die Hoffnung des Moniteur universel, daß 500 solche Brunnen so reichlich, wie derjenige zu Passy, gespeist werden würden, etwas illusorisch sein dürfte.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achten Bande des

Civilingenieur.

№ 2.

Literatur.

Die Mahlmühlen, eine Darstellung des Baues und des Betriebes der gebräuchlichsten Mühlen nach den neuesten Constructionen und Erfahrungen mit einer Abhandlung über die Eigenschaften, die Conservirung und die Vorbereitung des zum Vermahlen bestimmten Getreides, sowie mit einer allgemeinen Theorie über die Zerkleinerung von Körpern durch Maschinen von Friedrich Karl Herrmann Wiebe, Professor und ordentlichem Lehrer der Maschinenkunde am Königl. Gewerbe-Institut und an der Königl. Bauakademie, Ingenieur und Mühlenbaumeister u. s. w. Mit einem Atlas von 30 Tafeln in gr. Fol. und mehr als 100 in den Text gedruckten Holzschnitten. Stuttgart. Verlagsbuchhandlung von Carl Mäcken. 1861.

Das Mühlenbauwesen lag vordem und liegt zum Theil noch in den Händen von reinen Empirikern und daher ist denn auch der größte Theil der Literatur über Mühlenbauwesen lediglich darauf berechnet, den sogenannten Mühlenbauern und Gezeugarbeitern ohne alle wissenschaftliche Begründung Regeln in die Hand zu geben, nach denen sie bauen können. Das vorliegende Werk eines bereits durch andere ausgezeichnete literarische Arbeiten berühmt gewordenen Autors, der sich zugleich durch mehrere großartige Mühlenanlagen einen Namen als Mühlenbaumeister erworben hat, steht dagegen ganz auf wissenschaftlichem Boden, ohne deshalb weniger praktisch zu sein Indem es sich streng auf dasjenige beschränkt, was den eigentlichen Mahlmühlenbau betrifft, also nicht, wie so viele andere Schriften über Mühlenbau, zugleich eine Wasserbau- und Maschinenbaukunst sein will, giebt es ausführliche Beschreibungen und Zeichnungen der wichtigsten Systeme und Constructionen von Mahlgängen, Beutelmaschinen, Aufzügen, Convoyers, Reinigungsmaschinen u. s. w., sowie auch mehrere ganze Mühlenanlagen, sodann ein theoretisches Exposé über die Zerkleinerung durch Maschinen, behandelt weiter mathematisch die Schärfungsmethoden, den Arbeitsaufwand bei Mahlgängen u. s. w., und giebt zahlreiche Notizen über die Kosten der einschlagenden Apparate und Anlagen. Auch handelt der Herr Verfasser eingehend von dem Getreide im Allgemeinen, seiner Aufbewahrung und seiner Vorbereitung zum Vermahlen, von den verschiedenen Methoden der Müllerei und von der Leistung der Mahlgänge und Hilfsapparate, kurz von allem, was dem Mühlenbauer für die Projectirung einer Mahlmühle noch sonst zu wissen wünschenswerth und nützlich sein kann. Sicher wird dieses Werk, welches zugleich als zweiter Band des Handbuches der Maschinenkunde bezeichnet ist, vielen Anklang finden und eine Zierde für die Mäcken'schen Bibliothek technischer Wissenschaften sein.

Ausgeführte Constructionen des Ingenieurs von Max Becker, Baurath bei großherzogl. Oberdirection des Wasser- und Straßenbaues, vormal. Professor an der Ingenieurschule des Polytechnikums zu Carlsruhe. Mit Atlas. V. Band. Erstes Heft, enthaltend: 10 gravirte Tafeln in gr. Fol. Inhalt: Fluß- und Schwimmbad zu Baden-Baden, Eiserne Brücke über den Murgfluß in der Bundesfestung Rastatt. Stuttgart, Verlagsbuchhandlung von Carl Mäcken. 1861.

Der Verfasser der bereits in zweiter Auflage erschienenen vier ersten Bände der „Bibliothek technischer Wissenschaften" liefert mit diesem ersten Hefte den Anfang zu einer Sammlung von Zeichnungen und Beschreibungen wirklich ausgeführter Constructionen im Gebiete des Ingenieurwesens, welche als Beispiele für die in den ersten Bänden vorgetragenen Lehren dienen können. An Stelle der ersten Anlage, welche dieses Heft bringt, würde vielleicht eine andere Anlage mehr allgemeines Interesse erweckt haben, sie ist indessen in vielfacher Beziehung lehrreich, da im Text nicht nur allgemeine Principien über solche Anlagen und die Beschreibung der dazu gehörigen 5 Tafeln, sondern auch die Kostenberechnung und das Bedingnißheft gegeben sind. Die Murgbrücke bei Rastatt ist eine schiefe Brücke mit Blechträgern, welche detaillirt auf 5 Tafeln dargestellt ist und deren Beschreibung im Texte von einer statischen Berechnung des Oberbaues, Notizen über die Ausführung, Kostenangaben und Bedingnißheften begleitet ist.

Die Wasserkunst in Altona. Bearbeitet und mit Genehmigung des Verwaltungsrathes der Gas- und Wasser-Gesellschaft in Altona herausgegeben von W. Kümmel, Ingenieur. Mit vier Blatt Zeichnungen. Hamburg. Perthes-Besser & Mauke. 1861.

Das Jahr 1860 brachte uns Zeichnungen zu den Berliner Wasserwerken, die leider nur von einem etwas dürftigen Texte begleitet waren, dagegen kann bei vorliegendem Werkchen der Text als Hauptsache betrachtet werden, da er sich eingehend über die Geschichte dieser Anlage, die verschiedenen dazu aufgestellten Projecte, Wahl und Einrichtung der Maschinerie, über deren Leistung, die Bassin- und Filtriranlagen, Leitung und Vertheilung des Wassers verbreitet, die Verwendbarkeit desselben zu Löschvorrichtungen, hydraulischen

Motoren, Sprengvorrichtungen u. dergl. berührt und die Contracte mit den Unternehmern, sowie das Regulativ für die Wasserabnahme mittheilt. Die Tafeln, welche Grundriß und Profil der ganzen Leitung von Blankenese bis Altona, den Plan der Wasserwerke in Blankenese nebst den Durchschnitten der Bassins, die Durchschnitte durch die Maschinengebäude, das Hochreservoir und die Einrichtung der Nothpfosten zeigen, sind schön gezeichnet und verschaffen ein deutliches Bild dieser wohlgelungenen Anlage.

Grundsätze und Erfahrungen in Betreff der verschiedenen Zimmerarbeiten bei dem Land- und Wasserbau. , Ein Handbuch für Zimmerleute und Bauliebhaber von Georg Samuel Hörnig, weil. königl. sächsisch. Baucommissär. Zweite, gänzlich umgearbeitete Auflage, von Rudolph Heyn, Architekt und Lehrer an d. kgl. Baugewerkenschule zu Dresden. Mit 253 in den Text gedruckten Holzschnitten. Leipzig, Arnoldische Buchhandlung. 1862.

An Stelle des zur Zeit seines Erscheinens mit vielem Beifall aufgenommenen Hörnig'schen katechismusartigen Buches hat der Herr Bearbeiter ein in der That ganz neues Buch geschaffen, welches trotz seines geringen Umfanges als ein sehr gutes Handbuch zum Studium der Zimmermannskunst empfohlen werden kann. Ob es freilich, wie der Titel besagt, mit Recht ein Buch für Zimmerleute und Bauliebhaber genannt werden könne, wollen wir dahin gestellt sein lassen, dagegen dürfte es den Bedürfnissen der Bauschüler und Zimmermeister recht wohl entsprechen, hätte aber dann, da bei solchen Lesern schon ein gewisser Grad von mathematischen Kenntnissen vorausgesetzt werden kann, an manchen Stellen kürzer gefaßt werden können. Der durch zahlreiche schöne Holzschnitte erläuterte Inhalt ist in zwei Abschnitte getheilt, wovon der erste von dem Bauholze, der zweite von den Zimmerconstructionen handelt. Der erste Abschnitt hätte vielleicht noch etwas über die Conservirung der Hölzer und über die Beseitigung des Hausschwammes bringen können, indessen läßt sich diese Auslassung auch dadurch rechtfertigen, daß in beiden Beziehungen anerkannt gute Methoden kaum aufgefunden sind, überhaupt Beides noch nicht näher zu den praktischen Aufgaben des Zimmermanns gerechnet wird. Sehr nützlich ist das 6. Kapitel dieses Abschnittes über die Festigkeit, sowie es denn überhaupt hervorgehoben werden muß, daß bei den wichtigeren Zimmerconstructionen überall deren Berechnung gelehrt wird. Der zweite Abschnitt handelt von der Verbindung der Hölzer mit weiser Beschränkung auf das wirklich Nothwendige, von den Balkenlagen und armirten Balken, von den Hänge- und Sprengwerken, erläutert durch viele Figuren von Details, Berechnungen und Zahlenbeispiele, von den Dachconstructionen, welche als hauptsächlichster Theil der Zimmerwerkskunde mit entsprechender Ausführlichkeit behandelt sind, von den abgebundenen Wänden hölzerner Gebäude und von den hölzernen Treppen, geht dann auf die Schwell- und Pfahlroste sammt zugehörigen Rammmaschinen und auf die einfacheren Formen der hölzernen Brücken (die Gitterbrücken sind nicht [illegible]ähnt) ein, woran sich ein Kapitel über die Wölbbögen [illegible]schließt, und schließt nach einer kurzen Be[illegible]einem Kapitel über die Ge[illegible]über Eisen- und Seilwerk angehangen sind. Was die Auswahl und Behandlung des Stoffes anlangt, so ist derselben alles Lob zu spenden, ebenso deutlich und correct sind auch die Holzschnitte.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1861. XIII. Jahrg. Heft 1—6.

Hoffmann, die Kosten der Erd- und Felsbewegungsarbeiten. — Die Kosten der Gewinnung des Materials und seiner Beseitigung mittelst Handwurf können pro Cubikklafter anstehende Masse abgeschätzt werden zu $^2/_3$ Handlangertagelohn bei Sand- und anderen lockeren blos durch Schaufelstich zu gewinnenden Massen, zu 1 dergl. Tagelohn bei Schottermassen, welche vorher erst gelockert werden müssen, zu $1^1/_3$ dergl. Tagelohn bei Steingeröllen, festem Thon und anderen Massen, welche vorher erst mit der Spitzhacke aufgebrochen und gelockert werden müssen, zu 2 Steinbrecher- und 1 Handlangertagelohn bei klüftigen, aber ohne Sprengen zu gewinnenden Felsarten, zu $2^1/_2$ Steinbrecher-, $1^1/_2$ Handlangertagelohn und $1^1/_2$ Pfd. Pulver bei härteren, theilweise nicht ohne Sprengen zu gewinnenden Felsarten und zu 3 Steinbrecher-, $1^1/_2$ Handlangertagelöhnen und 3 Pfd. Pulver bei ganz festen Felsarten, wobei aber auch ein Steinbrechertagelohn zu 1,2 Handlangerlöhnen und 1 Pfd. Pulver gleich 1 Handlangertagelohn gesetzt werden kann, das Letztere für 10stündige Arbeitszeit gerechnet. Die hier bezeichneten sechs Gattungen von Erd- und Felsmassen geben pro Cubikklafter anstehende Masse resp. 1,2 — 1,22 — 1,24 — 1,26 — 1,28 und 1,30 Cubikklafter Ablagerungsmasse, oder 1,1 — 1,13 — 1,16 — 1,19 — 1,22 — 1,25 Cubikklafter Anschüttungs- oder Auftragsmasse. Die Herstellung geregelter Böschungen und Sohlen in den Materialgewinnungsplätzen kostet pro □Klafter bei der ersten Art Erdmassen $^1/_{20}$, bei der zweiten $^3/_{40}$, bei der dritten $^1/_{10}$ Handarbeitertagelohn; in Einschnitten kostet sie bei dem ersten Material 0,12, bei dem zweiten 0,15, bei dem dritten bis sechsten Material resp. 0,2 — 0,3 — 0,4 — 0,6 Handarbeitertagelohn, in Aufträgen resp. 0,121 — 0,138 — 0,157 — 0,183 — 0,220 — 0,275 solche Tagelöhne. Für das Planiren der einzelnen Schichten bei Aufträgen kann man dagegen pro Cubikklafter Dammmasse setzen resp. 0,127 — 0,133 — 0,144 — 0,171 — 0,180 — 0,2 Handarbeitertagelohn. Bei vorstehenden Ansätzen kann man auf die Regiekosten (Darleihen der Baumaterialien und Utensilien, Beschaffen der Arbeiter u. s. w.) noch 5 Proc. der sich ergebenden Arbeitslöhne ansetzen. Ist der Raum, wo eine Gewinnung stattfindet, so beschränkt, daß die Massen nur mittelst wiederholten Handwurfes aufwärts geschafft werden können, so vermehren sich die Gewinnungskosten um $^1/_3$ bis $^2/_3$ und für jeden mehr erforderlichen Handwurf bei dem ersten Material um $^1/_2$, bei dem zweiten um $^2/_3$, bei dem dritten um $^3/_4$, bei den anderen um 1 ganzes Tagelohn pro Cubikklafter. Was die Transportkosten anlangt, so ergiebt sich, wenn f die Kosten der bewegenden Kraft in Gulden, m die tägliche Arbeitszeit in

und verdrängt die vor ihm abgeschlossene Luft in den Heizraum und hinter den Arbeitskolben, den sie vermöge der erfahrenen Ausdehnung vorwärts schiebt. Ist der Speisekolben am Ende seines Hubes angelangt, so wirkt diese Luft noch durch Expansion weiter auf den Arbeitskolben, tritt aber zugleich vor den zurückgehenden Speisekolben in einen Raum, welcher durch Wasser abgekühlt wird, und wird bei constantem Drucke abgekühlt. Gegen Ende des Rückganges des Arbeitskolbens tritt dann schon wieder die Anfangsspannung ein. An Kühlwasser sollen 4 Cubikfuß pro Stunde und Pferdekraft erforderlich sein. Die vom Herrn Verfasser gegebene Theorie ist sehr interessant und stimmt sehr gut.

Schmidt, Theorie der Lenoir'schen Gasmaschine. — Auch auf diese interessante Abhandlung können wir hier nur aufmerksam machen.

Pech's Dampfzuführungsregulator. — Die Axe der Drosselklappe trägt eine Schnurenscheibe, über welche ein, an dem einen Ende durch ein Gewicht gespanntes, am anderen Ende an einem zweiarmigen Hebel befestigtes Kettchen in der Art weggelegt ist, daß das Gewicht die Klappe stets offen zu halten strebt. Der theilweise Verschluß bei abnormer Geschwindigkeit der Maschine wird durch ein Windrad bewirkt, welches auf einer von der Schwungradwelle aus getriebenen und in ihren Lagern verschiebbaren Welle sitzt, indem das Windrad einen der Geschwindigkeit entsprechenden Druck auf diese Welle ausübt und sie demnach mit mehr oder weniger Kraft gegen das andere Ende des zweiarmigen Hebels andrückt, an welchem die Kette befestigt ist. Die leicht zu regulirende Schwere des Gewichtes bestimmt die Geschwindigkeit der Maschine.

Strecker, über Haswell's Vorkehrung zur Schonung der Dampfkessel. — Die über dem Roste liegenden Kesselplatten verbrennen deshalb so rasch, weil sie der höchsten Temperatur und gleichzeitig auch dem stärksten Kesselsteinniederschlage ausgesetzt sind. Schnellere Abkühlung dieser Theile von innen wird sie am besten schonen und hierzu hat Haswell im Kessel ein von außen getriebenes Kreiselrad angebracht, welches das Wasser continuirlich vom hinteren nach dem vorderen Kesselende treibt. Gleichzeitig hat der Kessel am Boden 15" weite cylindrische Schlammsäcke erhalten, welche den leichten Schlamm auffangen und leicht zu reinigen sind.

Rittinger, über die neuesten Steinbohrmaschinen. — Die Bemühungen, Gesteinsbohrmaschinen zur Ersparniß von Handarbeit beim Tunnelbetriebe zu erfinden, sind schon 10 bis 12 Jahr alt und namentlich sind es sardinische Ingenieurs, welche sich dabei verdient gemacht haben. Ueber die am Mont-Cenistunnel angewendeten Maschinen ist seit den Mittheilungen des Hrn. Prof. Reuleaux, über welche wir seiner Zeit auch referirt haben, nichts Zuverlässiges bekannt geworden, wohl aber ist die Schumann'sche Bohrmaschine, welche sich seit 1857 bei dem Rothschönberger Stollnbetriebe in dem Freiberger Bergamtsrevier in Gang befindet, in dem Jahrbuche für den Berg- und Hüttenmann beschrieben und abgebildet worden, auch hat der Maschinenfabrikant Schwartzkopff in Berlin neuerdings ein Patent auf eine solche, in der Praxis jedoch noch nicht geprüfte, Maschine genommen. Bei der Schumann'schen Maschine, welche durch comprimirte Luft betrieben wird, muß die Steuerung, das Setzen (d. h. Drehen) des an der Kolbenstange befestigten Bohrmeisels und das Nachschieben der Maschine durch einen Arbeiter bewirkt werden, während die Schwartzkopff'sche Maschine selbstthätig steuern und umsetzen soll. Auch die Schumann'schen Apparate waren ursprünglich so eingerichtet, bewährten sich aber nicht, so daß man sie in der angegebenen Weise vereinfachen mußte. Sie machen 300 Schläge pro Minute und bohren in sehr festem Gneise in einer 6stündigen Schicht 8 Bohrlöcher von 18" Tiefe, leisten also 2 bis 3 mal so viel als ein Häuer, bedürfen aber auch 2 Mann zur Bedienung. Sonach ist diese Aufgabe noch nicht recht gelöst, auch glaubt Hr. Sectionsrath Rittinger, daß die Anwendung von Schlagmaschinen unzweckmäßig sei und bessere Resultate zu erzielen sein würden, wenn man die Bohrer drehend arbeiten ließe, wie es, beiläufig bemerkt, der belgische Artillerieofficier Coquand, auf gründliche Versuche gestützt, bereits vor 10 Jahren anempfohlen hat. (Siehe hinten.)

Klotz, verbessertes Sicherheitsventil. — Der Herr Verfasser hat dem Sicherheitsventil eine solche Einrichtung gegeben, daß dasselbe durch den Druck des ruhenden Dampfes offen erhalten wird; es wird sich dann weit mehr öffnen, als bei der gewöhnlichen Einrichtung, wo nur der ausströmende Dampf thätig ist, und derartige Ventile werden daher wirklich einer weiteren Steigerung der Spannung vorbeugen, während bekanntlich bei den gewöhnlichen Sicherheitsventilen trotz ihrer Oeffnung die Spannung oft in sehr kurzer Zeit auf eine gefährliche Höhe steigt. Die neue Einrichtung ist aber folgende. Das eigentliche Ventil ist ein niedriger, oben geschlossener und unten mit dem abgeschliffenen Rande aufstehender Cylinder, welcher natürlich in der gewöhnlichen Weise belastet ist. Der Sitz enthält im Mittel eine bis unter den Deckel des Ventiles hinaufragende und sich oben trichterförmig bis zum Umfange des Ventildeckels erweiternde Röhre, welche bis in den Dampfraum hinabreicht. Das Ventil wird also stets durch den in dieser Röhre stehenden ruhenden Dampf aufwärts gedrückt, während der Dampf bei geöffnetem Ventile rings um die Röhre herum ausströmt. Der Erfolg hat die Richtigkeit dieser Construction vollkommen bestätigt. Für Locomotiven wird man diese Ventile am Besten mit doppelten Convolutfedern belasten.

Decker, das Rollen und Gleiten der Eisenbahnwagenräder. —

Langer, über die Wiener Donaucanal-Eisenbahnkettenbrücke. — Dieser Aufsatz erklärt den Umstand, daß die obere Kette jenseit der Stützpunkte straffer gespannt erscheint, als die untere, schlägt Verbesserungen der Doppelkettenconstruction vor, stellt derselben aber kein günstiges Prognostikon, da billigere Constructionen möglich wären, und behauptet, daß bei dieser Brücke eine zu geringe Sicherheit gegeben worden sei.

Strecker, über gußeiserne Räder. — Der letzte strenge Winter hat die gußeisernen Räder auf eine sehr starke Probe gestellt, welche sie aber glänzend bestanden haben, indem trotz vieler bekannt gewordenen anderen Radbrüche kein Bruch an einem Ganz'schen Schalengußrade beobachtet worden ist.

Rittinger, über Mac Naught's und Strecker's Apparat zur Prüfung der Schmieröle. — Ersterer besteht aus einer an einer stehenden und durch eine Kraftmaschine mit etwa 600 Umdrehungen betriebenen Welle steckenden

Scheibe mit aufgebogenen Rändern und einem darüber angebrachten Winkelhebel, dessen einer Arm mit einem verschiebbaren Gewichte und einer Eintheilung versehen ist. Auf die horizontale Scheibe wird centrisch eine andere Scheibe gelegt, welche einen Stift trägt; sie würde bei der Drehung mitgenommen werden, wenn dieser Stift nicht gegen den verticalen Arm des Winkelhebels stieße und die Belastung, welche erforderlich ist, um die Scheibe festzuhalten, mißt die Güte des Schmiermittels. Viel einfacher ist die Strecker'sche Vorrichtung, welche aus einer horizontalen Welle besteht, auf der eine Schnurscheibe und ein Schwungrad reitet. Die Zapfen dieser Welle werden mit dem zu prüfenden Oele geschmiert und um die Schnurscheibe ein Band mit Gewicht gelegt; letzteres läßt man nun ablaufen und beobachtet, wie viel Umgänge die Welle bis zum Stillestehen macht.

Eisenbahnzeitung. XIX. Jahrg. 1861. Nr. 1—25.

Herstellung, Aufstellung und Transport der Rheinbrücke bei Kehl. — Der Oberbau dieser Brücke besteht aus drei, unten durch Querträger und oben durch leichte Querbinder und Windkreuze verbundenen Gitterwänden von 177 Metern Länge, welche über die drei Oeffnungen à 57 Meter hinwegreichen. Er wurde vom Oberbaurath Keller in Karlsruhe entworfen und von Gebrüder Benckiser in Pforzheim ausgeführt. Hierzu war eine 10 Meter breite, 70 Meter lange Bauhütte am französischen Ufer errichtet, in welcher nur ein Drittel einer Gitterwand fertig gemacht werden konnte, das dann zwischen Holzrahmen auf Holzbahnen ins Freie geschoben wurde. Das Aufrichten der Wände geschah anfangs mit 12 Fußwinden, unter welche nach Bedarf untergebaut wurde, dann befestigte man an der Wand dreieckige Gestelle und ließ die Winden darauf wirken. Sobald zwei gegenüberliegende Gittertheile standen, wurde der Einbau eingebracht und Alles zusammengezogen und vernietet. Die Eisenarbeit, welche am 1. December 1859 begonnen werden konnte, war Mitte August vollendet, es mußte aber nun diese Masse 450 Meter weit in ihre definitive Stellung transportirt werden, wozu man sich gußeiserner, in starken Lagern ruhender und an horizontalen, quer unter der Brücke liegenden Axen steckender Walzen bediente, wovon ein Theil mittelst 150facher Uebersetzung in Umdrehung gesetzt wurde und dadurch die darauf ruhende 22000 Ctr. schwere Eisenconstruction fortschob. Die getriebenen Walzen (auf jeder Seite der Brücke gleich viel) lagen 60 Meter auseinander und in der Mitte dazwischen lagen noch ungetriebene Walzen; sie hatten 22 Centimeter Durchmesser und 15 Centimeter starke Zapfen. Die Verwendung von Dampfkraft zum Fortschieben (die Walzen waren durch ein von der Maschine getriebenes Seil ohne Ende verbunden) führte zu vielen Brüchen, bei Anwendung von 40 Mann (5 Mann an jeder Kurbel) rückte man aber mit 6 Meter Geschwindigkeit pro Stunde vor und konnte täglich 30 bis 50 Meter vorwärts walzen. Um die Brückenconstruction beim Ueberschieben auf die Pfeiler, wo dieselbe 58 Meter frei hängen mußte, nicht zu sehr in Anspruch zu nehmen, brachte man an jeder Gitterwand eine aus Holz und Eisen construirte 21 Meter lange Vorspitze an, so daß die Gitterwände nur 37 Meter weit fliegend vorgeschoben zu werden brauchten, dann aber mit den Vorspitzen einen Stützpunkt fanden, benutzte auch eine von der Pfeilerrüstung her stehen gebliebene Pfahlreihe bei 8 Meter Abstand vom Pfeiler, um dort bereits eine Stützung mit Walzen zu geben, und verstärkte die mittlere Partie der Gitterwände, welche beim Freihängen am meisten in Anspruch genommen war, durch hölzerne Steifen und Kreuze. Man schob die Brücke in 12 Tagen à 11 Stunden glücklich über die Pfeiler, hob sie dann über den Pfeilern aus, um die Walzen herausnehmen und gewisse noch nicht angebrachte Verstärkungsplatten unternieten zu können, und stellte endlich noch für jede Oeffnung einen auf den oberen Streckbändern laufenden Hängewagen her, mittelst dessen die Consolen und Geländer befestigt wurden. Von December 1859 bis Juli 1860 waren durchschnittlich 160, von da bis Ende September 100 und gegen das Ende etwa blos 50 Mann an der Brücke beschäftigt.

Nördlinger, über das deutsche Maaßsystem. — Der Herr Verfasser tadelt an dem hannöverischen Entwurfe (vergl. d. Bl. Jahrg. 1861 S. 52), daß darin 1 Ruthe zu 5 Met. und 1 Lachter zu 2 Met. aufgenommen und darauf die Stunde und der Morgen basirt sei, weil dieselben außer dem System liegen. Die Myrie zu 10000 Met. weiche eben so wenig von der deutschen Meile ab, als die neue Stunde; die Quadratstunde sei noch nicht halb so groß, als die Quadratmeile. Die dyadische Eintheilung der Elle sei eine Ungereimtheit, die decimale Theilung des Lachters führe auf eine neue Benennung des kleinsten Theiles. Ebenso unvollkommen erscheint die Annahme des Scheites und die Umtaufung des Meters und Millimeters. Aber auch mit der Frankfurter Bestimmung der Meile zu 7500 Met. erklärt sich der Herr Verfasser nicht einverstanden, da sie außer der möglichsten Annäherung an die jetzige Meilenlänge mehrerer Staaten nichts für sich habe und auf ungerade Verhältnisse führe (die Quadratmeile würde z. B. 5625 Acker = 22500 Morgen halten). Die Meile sei ein durch die Seefahrer aufgekommener von der Gradlänge abgeleiteter Begriff, während für die Landbewohner die Stunde (d. h. der Weg, der in einer Zeitstunde zurückgelegt werden kann) eine bessere Anschauung besitze. Das Kilometer sei aber zu klein und deshalb schlage er das Myriameter oder die Myrie zu 10 Kilometern vor, welche auch im Quadratmaaß gute Verhältnisse gäbe, nämlich 1 Quadratmyrie = 10000 Acker = 20000 Joch = 40000 Morgen. Daneben könne die Stunde zu 5000 Metern fortbestehen und das Stad = 100 Meter für Erdarbeiten.

Deutsche Eisenbahnstatistik für das Betriebsjahr 1858. — Auszug aus dem IX. Bande der von der geschäftsführenden Direction des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen herausgegebenen Statistik.

Unfälle auf den preußischen Eisenbahnen in den Jahren 1855 bis 1858. — Die Gesammtzahl der Verunglückten war im Jahre 1857 am stärksten, nämlich 257 auf 18676446 beförderte Reisende, welche 98319719 Personenmeilen zurücklegten, und 36800 Beamte und Arbeiter. Im Jahre 1859 kamen bei 20980392 beförderten Reisenden blos 2 Verletzungen vor. Von den angestellten 41467 Beamten und Arbeitern wurden 68 (darunter nur 5 unverschuldetermaaßen) getödtet, 100 (4 unverschuldet) verletzt, von fremden Personen kamen 27 Tödtungen und 6 Verletzungen vor. Auch bei den Beamten und Arbeitern ist gegen früher eine Verminderung zu bemerken. Die Zahl der verschuldeten Unfälle ist 17 mal so groß, als diejenige der unverschuldeten, im Jahre 1858 blos 8 mal so groß.

Unfälle auf den deutschen Vereinsbahnen im Jahre 1858. — Bei fahrenden Zügen kamen überhaupt

197 Unfälle und darunter 148 mit Verletzung von Personen vor, auf den Bahnhöfen und nicht fahrenden Zügen 249, darunter 37 ohne Verletzung von Personen, zusammen resp. 446 und 86, oder 1 Unfall überhaupt pro 3,8 Meilen, und 1 Unfall mit Verletzung von Personen auf 4,7 Meilen Bahnlänge. Die Gesammtzahl der beschädigten Personen betrug 229, worunter 71 unverschuldet, die der getödteten Personen 173 und hierunter 23 unverschuldet. Von den Reisenden (51461500 Personen mit 273883700 Personenmeilen) wurden 9 durch eigene Schuld, 11 unverschuldetermaaßen verletzt, und 4 durch eigene Schuld getödtet. Von Bahnbeamten und Arbeitern wurden durch eigene Schuld 128 verletzt und 95 getödtet, unverschuldet 55 verletzt und 21 getödtet. Von fremden Personen sind 26 Verletzungen (darunter 5 unverschuldet) und 53 Tödtungen (darunter 2 unverschuldet) vorgekommen.

Schmidt, Versuche mit Ericsson's calorischer Maschine. — An einer aus Buckau bezogenen, angeblich 1pferdigen Maschine wurde durch Bremsversuche ermittelt, daß dieselbe in 6 Stunden bei einer Leistung von 0,53 Pferdekraft im Mittel 119 Pfd. Holz (hartes und weiches gemischt) consumirte, excl. 25 Pfd. zum Anheizen und 12 Pfd. zur Unterhaltung über Mittags. Eine andere solche Maschine aus der Fabrik von G. Kuhn in Berg bei Stuttgart gab während eines mehrwöchentlichen Betriebs folgendes Durchschnittsresultat. Bei 0,8 Pferdekraft Leistung wurde 25 Pfd. Holz = $12\frac{1}{2}$ Pfd. Steinkohle pro Stunde consumirt und täglich $\frac{1}{2}$ Pfd. Oel zum Schmieren der Lager und $\frac{1}{2}$ Pfd. Talg zum Schmieren des Cylinders verbraucht. Die erwärmte Luft zeigte 230 bis 240° Wärme. Spätere Nachrichten über diese Maschine lauten weniger günstig.

Wohnlich's Kesselsteinapparat. — Derselbe besteht aus einem Gefäß von starkem Weißblech im Inneren des Dampfkessels, durch welches das Speisewasser hindurchgeht, um darin die durch die verlorene überschüssige Kohlensäure freigewordene Kalkerde abzusetzen. Nach 2 bis 6 Wochen hebt man diesen Apparat aus, um ihn zu reinigen, während der Kessel selbst rein bleibt. Bei einem längeren Versuche in Heidelberg fand sich, daß der Apparat 71 Proc. des im Wasser enthaltenen Kalkes aufgefangen hatte und der Kessel ganz rein war.

Englische Eisenbahnen im Jahre 1860. — Bei den englischen in Betrieb (10201 engl. Meilen) und in Bau (1051 M.) befindlichen Bahnen war ein Gesammtpersonal von 181373 Personen vorhanden, worunter 72182 Arbeiter. 32182 Handwerker, 19523 Thürsteher, Boten u. s. w., 10243 Buchhalter u. s. w., 9902 Schienenleger, 5491 verschieden Beschäftigte, 4451 Conducteure und Bremser, 3019 Stationsbeamte, 2988 Vorarbeiter, 2782 Polizei- und Wachtleute, 2689 Wegübergangswärter, 1439 Inspectoren, 586 Aufseher, 490 Billetabnehmer, 361 Ingenieure, 360 Secretaire und Verwalter, 328 Magazinverwalter, 311 Cassirer, 281 Zeichner und 56 Schatzmeister waren und wovon 42126 Arbeiter und 7381 Handwerker auf die in Bau begriffenen Bahnen kommen. In England sind bei den betriebenen Bahnen 2814 Stationen auf 7417 M. Länge, in Schottland 486 auf 1466 und in Irland 301 Stationen auf 1318 Miles Länge vorhanden.

Belastungsproben an der Rheinbrücke bei Kehl. — Der Apparat, mit welchem die Durchbiegung gemessen wurde, bestand aus einem Stifte, welcher an einer durch Gewichte gespannten, an den Pfeilern neben den Gitterwänden aufgehangenen Kette befestigt war, und aus einem Papierstreifen, der mit der Gitterwand verbunden war und während des Versuches langsam zur Seite gezogen wurde, so daß der Bleistift darauf Curven beschrieb. Bei den durch einen französischen Commissar und die badische Oberdirection des Wasser- und Straßenbaues vorgenommenen Proben trat die stärkste Senkung von 22 Mill. in der Mitte der mittelsten Gitterwand über der Oeffnung zunächst am französischen Ufer ein, als sich auf jedem Gleise ein Zug aus 2 Engerth'schen Locomotiven à 60 Tonnen und 5 Waggons à 4 Tonnen und 10 Tonnen Ladung, also von 190 Tonnen Totalgewicht mit 30 bis 35 Kilometer Geschwindigkeit in gleicher Richtung bewegte, und beim Entlasten ging dieselbe 17 Millimeter zurück. Das Gedeck der Brücke war dabei überdies mit Schienen belastet, so daß eine Totalbelastung von 4000 Kil. pro laufendes Meter herauskam.

Beigel, patentirte Steigwagen. — Diese Vorrichtung soll die Räder der Eisenbahnwagen zwingen, innerhalb der Spurweite eine schlangenförmige Bahn zu durchlaufen, welche eine solche Verlängerung des Weges erzeugt, daß die Bahn selbst steiler gelegt werden kann.

Notizen.

Sickler's Procentengefällmesser. — Unter dem Namen Procentengefällmesser verkauft der Hofmechanikus Sickler in Carlsruhe, dessen Instrumente ihrer guten Arbeit und Billigkeit wegen sich eines guten Rufes erfreuen, ein Nivellirinstrument, welches die Gefälle direct in Procenten und Procenttheilen abzulesen und anzugeben gestattet und daher zum Traciren von Eisenbahnen, Chausseen, Grabenanlagen und dergl. sehr bequem ist. Der Haupteinrichtung nach ist dieses Instrument ein Stampfer'sches Nivellirinstrument; es besteht nämlich aus einer Röhrenlibelle, über welcher ein kurzes Fernrohr liegt, das an dem einen Ende zwischen Spitzen drehbar befestigt ist, am anderen Ende aber auf einer Micrometerschraube ruht. Letztere ist mit einer solchen Theilung versehen, daß jeder Schraubenumgang einer Neigung von $\frac{1}{2}$ Proc. entspricht, und da an der Schraube eine am Umfange in 5 gleiche Theile getheilte Scheibe befestigt ist, so ist mit Sicherheit $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{10}$ Proc. Steigung abzulesen. Neben letzterer Scheibe steht eine Scala, deren Eintheilung zwei Schraubenumgängen entspricht, also ganze Procente angiebt. Wenn der Nullstrich dieser Scala und der Nullstrich am Umfange der Scheibe an der Schraube zusammenfallen, so steht das Fernrohr horizontal und kann zum gewöhnlichen Nivelliren benutzt werden. Die durch Abnutzung der Spitze der Schraube etwa eintretenden Unrichtigkeiten lassen sich leicht justiren. Das Fernrohr ist ohne Vergrößerung zum Vor- und Rückwärtsvisiren eingerichtet und zeigt Fadenkreuz und Bild mit außerordentlicher Schärfe, natürlich läßt sich aber bei diesem Instrumente nicht ohne die bekannten Zielscheiben visiren. Soll es auch zum Fertigen von Situationsplänen benutzt werden, so wird ein kleiner Horizontalkreis beigegeben, wodurch man

ein für kleinere Aufnahmen sehr bequemes Universalinstrument erhält. Sammt Stativ und Kasten kostet Letzteres 36, ohne Horizontalkreis 28 fl.

Die Arbeiten am Mont-Cenis-Tunnel. — Nach einer Mittheilung des bekannten Bergingenieurs Noblemaire in den Mémoires et Compte-rendu der Gesellschaft der Civilingenieure, XIV. Jahrg., sind viele der zeither über die Arbeiten am Mont-Cenis bekannt gewordenen Angaben wesentlich zu berichtigen. Von der im dortigen Tunnel bis jetzt aufgefahrenen Länge ist der größte Theil nach der gewöhnlichen Manier mit Bergleuten vollendet worden. Auf der Seite von Bardonnèche hat man auf diese Weise 700 Meter, auf der Seite von Modane 600 Met. aufgefahren und dabei betrug das tägliche Vorrücken des 4 Met. weiten, 3 Met. hohen Richtstollns 0,9 Met. Das Gestein ist ein ziemlich regelmäßig geschichteter, bisweilen compacter, aber auch wieder schiefriger, etwas ungleichförmiger Kalkstein. Seit Anwendung des maschinellen Bohrens rückt man auf der Seite von Bardonnèche in 10 Stunden um 0,9 Met. vor und hofft das tägliche Vorschreiten bis auf 2 Met. steigern zu können. Es werden dabei von 8 auf demselben Gestellwagen arbeitenden Maschinen in 6 Arbeitsstunden 65 bis 70 Löcher à 0,9 Met. Tiefe gebohrt und 4 Stunden Zeit werden zum Wegthun derselben und zum Beräumen des Ortes gebraucht, so daß, wie erwähnt, das Ort in 10 Stunden um 0,9 Met. vorrückt. Die Maschinen sind ziemlich gleichförmig über den Stoß vertheilt und greifen denselben in folgender Weise an. Zwei in der Mitte des Stoßes liegende Maschinen bohren in einer horizontalen Linie 12 Löcher und zwar 8 engere zu 3 und 4 weitere zu 9 Centimeter Weite. Die Letzteren sind regelmäßig zwischen die engen Löcher vertheilt und werden nicht besetzt, sondern sollen nur dazu dienen, den Wurf der engeren Bohrlöcher zu verstärken, indem sie künstlich freie Seiten herstellen. Auf diese Weise wird quer über den Ortstoß eine Vertiefung von 0,9 Met. Tiefe, 1 bis 1,3 Met. Breite und durchschnittlich 0,3 Met. Höhe hergestellt. Gleichzeitig mit den Maschinen im Mittel bohren vier Maschinen an den Seitenwänden 9 bis 10 Löcher von 4 Centimeter Tiefe und eine siebente Maschine nahe an der Sohle 8 bis 9 in drei horizontalen Reihen über die untere Hälfte des Stoßes vertheilte Löcher, endlich die achte unter der Firste liegende Maschine 8 bis 9 Löcher in der oberen Hälfte des Stoßes. Ist das Bohren vollendet, so zieht man den auf einer Eisenbahn laufenden Gestellwagen mit den Maschinen so weit zurück, daß er außer dem Bereiche der Wurfweite kommt, besetzt die Bohrlöcher und steckt zuerst die in der Mitte des Ortes gebohrten Löcher an. Dann kommen die rings herum gebohrten Löcher daran, welche mit um so längeren Zündschnuren versehen sind, je weiter sie von der Mitte abstehen; nachher werden die Löcher in der Firste weggethan und zuletzt kommen diejenigen in der Sohle daran. Diese Arbeiten verlangen 2 Stunden Zeit. Das Gestein wird in kinderkopfgroße Stücken zersprengt und läßt sich leicht fortschaffen, doch beansprucht die Beseitigung der abgesprengten Berge 3 Stunden Zeit. Die Bohrmaschinen sind sehr sinnreich eingerichtet und werden mit comprimirter Luft betrieben. Die Bohrer sind an der dicken Kolbenstange des Treibekolbens befestigt und werden durch eine besondere kleine Luftmaschine bei jedem Schlage um $^1/_{16}$ des Umfanges gedreht. Der Kolben mit dem Meisel wird durch die auf 5 Atmosphären comprimirte Luft mit ca. 95 Kilogr. Druck gegen das Gestein geschleudert und macht 200 Schläge pro Minute, der Druck auf seine um den Kolbenstangenquerschnitt kleinere Vorderseite treibt ihn wieder zurück. Zur Steuerung dient ein Schieber, welcher von der erwähnten, auch das Setzen des Bohrers bewirkenden, Hilfsmaschine bewegt wird. Ist das Loch um 4 Centimeter tiefer geworden, so bewirkt die Kolbenstange mittelst einer Auslösung das Nachschieben der Maschine, so daß der Hub des Treibekolbens nur zwischen 16 und 20 Centimeter schwankt. Während des Bohrens wird unausgesetzt ein Wasserstrahl in das Bohrloch gespritzt, was die Arbeit sehr erleichtert und die Abnutzung der Bohrer sehr vermindert. Dieses Wasser wird aus einem hinter dem Gestellwagen befindlichen Wasserreservoir durch die comprimirte Luft herausgedrückt, und andererseits dient nach Vollendung des Bohrens wieder ein Strahl von solcher Luft zum Austrocknen der Bohrlöcher. Trotz dem, daß die Arbeit des Bohrens durch Maschinen verrichtet wird, sind noch viele Menschenhände nöthig, denn es sind zu jedem Paar Maschinen 2 Mann erforderlich, der eine zum Anlegen und Auswechseln der Bohrer u. s. w., der andere zur Beaufsichtigung und Regulirung der Maschine, also sind bei den 8 Maschinen in 24 Stunden 16 Mann beschäftigt, dann sind 2 Mann zum Besetzen und Anstecken der Bohrlöcher nöthig, welche pro Schicht nur 2 Stunden zu arbeiten haben, ebenso 8 Mann zum Entfernen der Berge und 2 Mann zur Oberaufsicht, also im Ganzen 28 Mann. Außerdem verlangt aber die Beaufsichtigung und Instanderhaltung der Luftcompressionsmaschinen 4 Mann pro Schicht und einen Aufseher, zusammen 9 Mann, die Wiederherstellung der Gezähe 14 Schmiede, die Reparirung der Bohrmaschinen 10 Schlosser und Kesselschmiede, die Aufsicht über die Grabenanlagen 2 Mann, so daß im Ganzen ein Personal von 63 Mann herauskommt. Ein Hauptübelstand sind die zahlreichen Reparaturen an den Bohrmaschinen, welche dahin geführt haben, daß man außer den 8 arbeitenden noch 52 Reservemaschinchen angeschafft hat. Die Kosten der Anlage sind sehr bedeutend und werden zu nicht weniger als 1740000 Francs angegeben, doch ließen sich dabei sicher bedeutende Ersparnisse machen, wenigstens glaubt Noblemaire mit 200000 Francs pro Stollnort auskommen zu können. Dieser Ingenieur schätzt auch die Kosten der maschinellen Ausführung des Mont-Cenistunnels unter sehr günstigen Annahmen nur um 26 Proc. niedriger, als bei der Ausführung ohne Maschinen und bezeichnet die Auffindung vollkommenerer Förderungseinrichtungen für das abgesprengte Gestein als eine der unentbehrlichsten Verbesserungen, welche die neue Methode noch erfahren müsse, ehe sie recht eigentlich praktisch zu nennen sei. (Ausführlichere Mittheilungen über diesen Gegenstand mit Zeichnungen enthält die Berg- u. hüttenmännische Zeitung von Bornemann und Kerl. 1861. Nr. 1 flgd.)

Oudry's Drehbrücke zu Brest und Project einer Brücke über die Meerenge von Messina. — Die Stadt Brest wird durch das Flüßchen Penfeld in zwei Theile getheilt, wovon das eigentliche Brest 55000, das gegenüberliegende Recouvrance 20000 Einwohner zählt. Bis vor Kurzem dienten zur Communication zwischen diesen beiden volkreichen Städten nur kleine Kähne, neuerdings hat aber der durch die kühne Arcolebrücke zu Paris bereits weit bekannte französische Ingenieur Oudry dieselben durch eine 108 Met. weite Drehbrücke verbunden. Die Marine hatte nämlich bezüglich einer Brücke über die Penfeld die Forderung gestellt, daß im Flusse weder ein provisorischer, noch ein bleibender Stützpunkt genommen werden dürfe und daß ein beliebig freies

Fahrwasser vorhanden sein müsse. Dies bestimmte den Erbauer, eine Drehbrücke mit zwei beweglichen Hälften anzuwenden, welche sich auf gemauerten Pfeilern auf den Kais drehen. Die Pfeiler stehen 117 Meter weit auseinander (von Mitte zu Mitte gerechnet) und jede Brückenhälfte besteht aus einer 84 Met. langen, 7,5 Met. hohen und 7 Met. breiten Gitterbrücke, welche vorn 54, hinten 21 Met. frei hängt und daher auf dem hinteren Ende mit einem Gegengewichte versehen ist. Jede Brückenhälfte wiegt 1100 Tonnen. Die Drehung wird durch 2 Mann mittelst Winden bewerkstelligt und bei ruhigem Wetter sind zu einer Drehung um 90° 7 Minuten Zeit erforderlich. Stehen beide Hälften voreinander, so bildet ihr Obertheil die Brückenbahn, welche 30 Met. über dem Tiefwasserstande liegt. Da nur bei diesem Wasserstande die Bewegungen der Schiffe im Hafen stattfinden, so können Handelsschiffe leicht unter der Brücke durchfahren, nur die größten Handels- und Kriegsschiffe setzen das Oeffnen der Brücke voraus. Die beiden Brückenhälften werden an der Berührungsstelle mittelst conischer Riegel, welche in der Längsrichtung der Brücke liegen, verbunden, außerdem aber wird das hintere Ende am Mauerwerk der Widerlagspfeiler festgeankert, um jedes Kippen unmöglich zu machen und der über den Rollenkranz vorragende Theil durch zwei starke verticale Riegel abgefangen, um die Rollen zu entlasten. Das Pfeilermauerwerk ist von Granit und geschmackvoll decorirt. Die ganze Brücke war mit 2800000 Frcs. veraccordirt.

Von demselben Ingenieur rührt auch ein sehr großartiges Project zur Verbindung Siciliens mit dem Festlande her. Da die Schifffahrt nicht gestört werden darf, so würde die vorgeschlagene Brücke, welche auch für Eisenbahnzüge benutzbar sein muß, mindestens 50 Meter hoch über dem Meeresspiegel liegen müssen, damit selbst die größten Schiffe nur die Oberbramstange umzulegen nöthig haben. Die Meerenge von Messina besitzt an der zur Anlage einer Brücke geeignetsten Stelle 4000 Met. Breite und bis 110 Met. Tiefe, deshalb sollen nur 3 Pfeiler im Meere errichtet werden, welche auf Basaltfelsen zu stehen kommen würden. Die vier, je 1000 Met. weiten Oeffnungen sollen mit einer Brückenconstruction aus Gußstahl überspannt werden, da gehärteter und angelassener Gußstahl 16 bis 17 mal so viel Widerstand leiste, als Schmiedeeisen. Die Construction ähnelt derjenigen der Hängebrücken (vergl. ein früheres Project von Oudry im Civilingenieur Band II, S. 118), aber die Tragketten sind versteift. Statt der Ketten sollen nämlich Kabel, welche aus Metallstäben, nicht aus Drähten, gebildet sind, zur Verwendung kommen. Die Brückenbahn soll nun auf jeder Seite von zwei Kabeln getragen werden, welche so gestaltet sind, wie sich die Hängeketten einer gewöhnlichen Kettenbrücke verziehen, wenn eine Last einmal an dem einen, das andere Mal an dem anderen Ende der Brücke aufgebracht wird; ein stählernes Gitterwerk soll die beiden so gestalteten Kabel unveränderlich gegeneinander absteifen und auf diese Weise eine Brückenconstruction erzielt werden, welche sich gegen jede beliebige Belastung und gegen den Einfluß des Windes so steif, als andere eiserne Brücken verhält. Uebrigens sollen die Pfeiler breiter als die Brückenbahn gemacht werden, um die Kabel mit einer gewissen Seitenspannung aufhängen zu können, was noch mehr gegen Seitenschwankungen schützen wird. (Revue universelle, 5. a. 4. livr.)

Radgebläse von Ruchet, Bonwiller und Sellier in Paris. — Unter der Bezeichnung Radgebläse empfiehlt der Generalagent der genannten Firma, Paul Moll, Wien, Landstraße Nr. 128, eine Vorrichtung, welche sehr einfach und solid erscheint, da sie frei von allen Ventilen ist. Man denke sich nämlich ein sogenanntes ventilirtes rückenschlägiges Wasserrad, welches bis nahe an den Scheitel in einem Wasserbehälter steht, und durch eine Maschine in einer Richtung gedreht wird, welche derjenigen gerade entgegengesetzt ist, in welcher sich das Rad als rückenschlägiges Wasserrad drehen würde. Es ist klar, daß dieses Rad in seine Zellen Luft aufnehmen und dieselbe bei der Drehung im Wasser nach dem unteren Theile mitnehmen wird, wo alsdann die Luft durch die Oeffnungen im Radboden entweichen kann. Ueber dem unteren Theile des Rades, und zwar natürlich im Inneren desselben, befindet sich nun ein Kasten, welcher diese austretende Luft auffängt und an das Windrohr abgiebt. Das Circular, aus welchem wir diese Notiz entlehnen, giebt die Preise an, zu welchen solche Gebläse, welche von 100 bis 2000 Cubikfuß Luft pro Minute mit 30 bis 100 Linien Pressung liefern, zu beziehen sind; bei 1000 Cubikfußen und 30 Linien Pressung beträgt der Preis z. B. 3000 fl. W. W., bei 100 Linien Pressung und gleichem Luftquantum 3900 fl., bei 100 Cubikfuß Luft pro Minute und 30, resp. 100 Linien Pressung sind die Preise 800, resp. 1700 fl. Es sollen bereits viele Gebläse dieser Art im Gange sein, unter Anderem auch auf den Werken der Gebrüder Klein zu Zöptau in Mähren.

Außerdem wird diese Vorrichtung auch noch zur Kraftübertragung auf große Entfernungen empfohlen. Die in dem beschriebenen Rade comprimirte Luft soll nämlich durch eine Röhre nach dem Orte ihrer Bestimmung fortgeführt werden und dort ein ebenso construirtes, jedoch nach der anderen Seite geschaufeltes Rad, welches ebenfalls im Wasser steht, betreiben, indem sie im Fußpunkte dieses Rades von außen in seine Zellen eingeführt wird und oben austritt.

Ueber die Verwendung von Dampfstrahlen als Zugmittel. — Nach dem Mechanic's Magazine, Juli 1861, machte man in Liverpool über die Störungen, welche nahe bei einander austretende Dampfstrahlen gegeneinander ausüben, folgende interessante Beobachtungen. Man hatte in dem Schornsteine eines Schiffskessels centrisch ein $2^1/_2$zölliges Dampfrohr angebracht, welches einen Ring von 2 Fuß Durchmesser bildete und mit 60 Oeffnungen von $^1/_4$ Zoll Weite versehen war. Mittelst eines Anemometers beobachtete man nun den Zug, den diese Dampfstrahlen hervorbrachten, und fand bei 7 Pfd. Kesseldruck

a. bei $^1/_4$zölligen Oeffnungen

und 60 30 20 15 12 geöffneten Löchern
540 625 745 725 700 Anemometerumdrehungen,

b. bei $^1/_8$zölligen Oeffnungen

und 60 30 geöffneten Löchern
740 615 Umdrehungen am Anemometer,

c. bei $^1/_{10}$zölligen Oeffnungen

und 60 30 geöffneten Löchern
700 600 Umdrehungen am Anemometer.

Hiernach wurde bei den $^1/_4$zölligen Dampfstrahlen der Effect durch Verminderung der Zahl der Strahlen bis auf ein Drittel wesentlich erhöht und noch günstiger waren 60 Strahlen von $^1/_8$ Zoll Dicke, deren gesammter Querschnitt nur $^3/_4$ so groß ist, als derjenige von 20 Löchern à $^1/_4$ Zoll Weite, und doch einen gleich guten Zug hervorbrachte.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achten Bande des

Civilingenieur.

№ 3.

Literatur.

Der Constructeur. Ein Handbuch zum Gebrauch beim Maschinenentwerfen für Maschinen- und Bau-Ingenieure, Fabrikanten und technische Lehranstalten. Von F. Reuleaux, Professor der Maschinenbaukunde am eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Mit 315 in den Text eingedruckten Holzschnitten. Braunschweig. Druck und Verlag von Friedrich Vieweg u. Sohn. 1862.

Von diesem trefflichen Werke, auf welches wir schon beim Erscheinen der 1. Lieferung im Literatur- und Notizblatt Nr. 2 des 7. Bandes dieser Zeitschrift aufmerksam gemacht haben, ist so eben die zweite, die Schlußlieferung erschienen. Wir können uns nicht versagen, auf diese Schrift des rühmlichst bekannten Herrn Verfassers hier wieder zurück zu kommen und auszusprechen, wie vollständig unsere Erwartungen, die wir schon beim Erscheinen der ersten Lieferung über den Werth dieser Schrift hegten, erfüllt worden sind. Das Ziel, welches sich der Herr Verfasser nach dem der ersten Lieferung beigegebenen Prospectus bei der Abfassung seines Buches gestellt hatte, nämlich dem Construirenden die beim Maschinenentwerfen nöthigen Hülfsmittel an Formeln, Tabellen und Skizzen in bequemer und praktischer Form an die Hand zu geben, die Hauptergebnisse der Theorie und der praktischen Erfahrung aus dem Gebiete der Maschinenconstructionslehre in möglichster Klarheit, Kürze und Uebersichtlichkeit mitzutheilen, erscheint uns so vollkommen erreicht, daß wir nicht zweifeln, es werde das Werk jedem Maschinenconstructeur, der überhaupt für das Neueste in seinem Fache Interesse hat, eine willkommene Erscheinung sein. Die ganze Schrift zerfällt in 3 Abschnitte. Der erste Abschnitt enthält Formeln und Tabellen aus der Festigkeitslehre. In Folge der sehr zweckmäßigen tabellarischen Anordnung ist dieser Abschnitt trotz seines verhältnißmäßig geringen Umfanges außerordentlich reichhaltig und enthält wohl alle Formeln und Zahlenwerthe, die der Constructeur bei Berechnung der Dimensionen der Maschinentheile braucht. Unter dem Gegebenen findet sich vieles Neue, von dem wir besonders einige interessante neue Sätze über Biegungs- und besonders die über Drehungsfestigkeit hervorheben, Sätze, die später im zweiten Abschnitte glückliche Verwendung finden. In diesem Abschnitte, sowie überhaupt im ganzen Werke, sind bei allen Dimensionenberechnungen die Tragmodul statt der Festigkeitsmodul zu Grunde gelegt, ein Verfahren, das bei uns zuerst von Moll und Reuleaux angewendet wurde, und welches unzweifelhaft das ältere Verfahren bald gänzlich verdrängen wird. Der zweite Abschnitt bildet den eigentlichen Haupttheil des Buches und giebt in 24 Kapiteln die Regeln und Formeln zur Construction der Maschinenelemente. Der uns hier zu Gebote stehende Raum gestattet uns nicht, selbst nur oberflächlich den überaus reichen Inhalt dieses Abschnittes näher anzugeben, wir müssen uns mit der Bemerkung begnügen, daß es der Herr Verfasser verstanden hat, wohl allen Anforderungen zu genügen, die ein Constructeur an das ihm übergebene Handbuch zu stellen berechtigt ist. Die zahlreichen und vortrefflichen Figuren dieses Abschnittes, die große Anzahl durchgerechneter Beispiele und Tabellen, die klare und präcise Darstellung erhöhen den Werth des Werkes der Art, daß es den besten ähnlicher Werke zur Seite gestellt werden muß. Daß man übrigens in diesem Abschnitte nicht blos eine zweckmäßige Zusammenstellung guter Constructionen und von Formeln und Angaben Anderer findet, sondern daß auch sehr vieles Neue (wir verweisen nur auf die Construction der Zapfen, Tragaxen, Zahnräder, der Drahtseiltriebe ꝛc.) sich vorfinden werde, ließ schon der Name des Herrn Verfassers erwarten. Den Schluß des Ganzen bildet der dritte Abschnitt, der eine Reihe von Tabellen enthält, die außer den Festigkeitstabellen des ersten Abschnittes dem Constructeur noch von Nutzen sind. Diese Tabellen geben die geometrischen und mechanischen Eigenschaften der am häufigsten vorkommenden Curven, Flächen und Körper, und die Werthe der trigonometrischen Funktionen; schließlich ist noch eine Tafel beigegeben, welche die Werthe der Coefficienten aller Formeln des Buches, die im Texte für französisches Maaß gelten, für preußisches und österreichisches Maaß angeben. Was endlich die Ausstattung des Werkes betrifft, so ist diese eine so vorzügliche, wie man sie eben bei allen Verlagsartikeln der Herren Vieweg & Sohn von jeher kennt. Der größte Theil der Holzschnitte des „Constructeurs" sind wirkliche Meisterwerke der Xylographie.

Constructionslehre der Maschinentheile nebst Resultaten für den Maschinenbau. Ein Unterrichts- und Handbuch für technische Lehranstalten und Techniker von Christ. Müller, Professor an der polytechnischen Schule zu Stuttgart. Erste Lieferung mit color. Atlas. Stuttgart, Ad. Becher's Verlag (Gust. Hoffmann). 1862.

Man kann es als ein bezeichnendes, wenn auch gerade nicht erfreuliches Zeichen für den Zustand unserer Wissenschaft im Maschinenbau betrachten, daß nach den ausgezeichneten Werken, welche namentlich die Carlsruher und Berliner Schule über die Construction der Maschinentheile geliefert hat, in dem vorstehend genannten Werke wieder ein neuer Versuch gemacht wird, diese anscheinend so einfache Aufgabe in allseitig befriedigender Weise zu lösen. Die Möglichkeit dieser verschiedenen Auffassungsweisen zeigt eben, daß in dieser Beziehung

noch keine genügende wissenschaftliche Basis gewonnen worden ist und daß dabei hauptsächlich nur Empirie, Geschmack und die Rücksicht auf billige Herstellung maaßgebend sei, während noch immer genügende experimentelle und theoretische Unterlagen fehlen. Dieserhalb gewinnt aber auch wieder jede neuere Erscheinung auf diesem Gebiete unser Interesse und auch das zu besprechende Werk, dessen Atlas die an der Stuttgarter polytechnischen Schule benutzten Zeichnungsvorlagen bringt und das im Texte außer den zugehörigen Erläuterungen die Regeln zur Berechnung der Constructionselemente, vielfache Tafeln zur Erleichterung dieser Rechnungen, Tabellen über die Resultate der Festigkeitslehre und Regeln zur Berechnung der Motoren enthält, kann mit Recht Anspruch machen, neben den Werken von Redtenbacher, Reuleaux und Wiebe befragt zu werden. Wie das vorliegende erste Heft, welches auf 8 Bogen nach einigen kurzen Vorbemerkungen die Schrauben, Nieten, Kuppelungen, Lager, Zapfen, Wellen, Zahnräder, Riementriebe, Seile und Ketten und Flaschenzüge behandelt, erkennen läßt, ist der Herr Verfasser darauf bedacht gewesen, nur das Nothwendigste herauszuheben, dieses aber klar und deutlich zu erläutern, die Anwendung der gegebenen Regeln an Beispielen zu lehren und durch berechnete Tabellen zu erleichtern, endlich ein gewisses System aufzustellen, durch dessen Befolgung die Zahl der in den Maschinenbauanstalten zu fertigenden Modelle wesentlich verringert werden würde, somit empfiehlt sich dieses Werk vorzüglich für technische Lehranstalten und den ausübenden Constructeur. Die dem ersten Hefte beigegebenen 16 Tafeln sind in großem Maaßstabe nach Art von Werkzeichnungen gezeichnet und statt der Schraffirungen auf den Durchschnitten mit Lasurfarben angelegt; die eingeschriebenen Proportionaltheile gestatten eine leichte Recapitulation der im Texte gegebenen Regeln. Mit dem zweiten Heft wird die eigentliche Constructionslehre vollendet werden, ein drittes Heft aber die Festigkeitslehre u. s. w. bringen.

Taschenbuch für Mathematik, Physik, Geodäsie und Astronomie von Dr. Rudolph Wolf, Professor in Zürich. Dritte umgearbeitete und erweiterte mit 22 Tabellen und 6 Figurentafeln ausgestattete Auflage. Bern 1860. Verlag von R. F. Haller.

Obgleich dieses Taschenbuch nicht wie Weisbach's „Ingenieur" oder wie das von „der Hütte" herausgegebene Werkchen „Ingenieur's Taschenbuch" speciell nur für den Techniker bestimmt ist, so unterlassen wir doch nicht, in unserem Literatur- und Notizblatt auf diese Schrift aufmerksam zu machen, die sich durch die Reichhaltigkeit des auf geringen Umfang zusammengedrängten Stoffes, durch bequeme, übersichtliche Anordnung, durch handliche Form und gute Ausstattung, endlich aber auch durch wirklich eigenthümliche, von anderen ähnlichen Werken abweichende, Behandlung des Stoffes auszeichnet. Das Werkchen enthält in 6 Abschnitten die wichtigsten Lehren und Formeln aus dem Gebiete der Arithmetik, Geometrie, Mechanik, Physik, Geodäsie und Astronomie und zwar in einer solchen Vollständigkeit, daß man nach den im gewöhnlichen Gebrauch vorkommenden Erklärungen und Formeln der genannten Wissenschaftszweige nicht vergeblich suchen wird. Das Nachschlagen wird durch ein bequem angeordnetes Sachregister und durch zweckmäßigen Druck wesentlich erleichtert und bei den meisten wichtigeren Formeln findet sich selbst eine kurze, aber klare Ableitung. Wesentlich erhöht wird endlich der Nutzen des Werkes durch die im letzten Abschnitte gegebenen 22 Tabellen, bei deren Zusammenstellung, wie im ganzen Buche überhaupt, die neuesten Ergebnisse wissenschaftlicher Forschungen vollständige Berücksichtigung fanden. Wir stehen nicht an, das „Taschenbuch" selbst Solchen zu empfehlen, die sich schon eines unserer Taschenbücher rein technischen Inhalts bedienen, und glauben, daß Wolf's Taschenbuch besonders zur Einführung an höhere Lehranstalten geeignet ist.

Vorlagen zu Planzeichnungen, wie sie am eidgenössischen Polytechnikum in Zürich gebraucht werden. Herausgegeben von Ant. Ph. Largiadèr, Prof. Frauenfeld und Leipzig. Verlag von Jacques Huber. Lithographie von J. C. Weber.

Diese Vorlagen, welche auf 7 Tafeln die beim Planzeichnen üblichen Darstellungen in systematischer Reihenfolge vom Einfachsten zum Schwereren aufsteigend vorführen, erscheinen in drei Auflagen, wovon die erste colorirt, die zweite grau und die dritte schwarz gedruckt ist. Dienen die colorirten Blätter als directe Vorlagen, so kann die Auflage mit grauen Zeichnungen benutzt werden, um dem Schüler die Anfertigung der ersten Anlage von Planzeichnungen zu zeigen und ihm als Unterlage für Colorirübungen zu dienen, während die schwarz ausgeführten Blätter die Reinzeichnung ohne Colorirung lehren. Auf mehreren colorirten Tafeln ist durch theilweise Colorirung auch der Stufengang, nach welchem beim Coloriren zu verfahren ist, angegeben. Es zeigen diese Angaben, wie durchdacht und pädagogisch richtig diese Vorlagen durchgeführt sind, und wir haben schließlich nur noch lobend hervorzuheben, wie geschmackvoll, sauber und correct dieselben gezeichnet und colorirt sind.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Allgemeine Bauzeitung. XXVI. Jahrg. 1861. Heft 1—12.

Hornbostel, die Eisenbahnbrücke über den Wienfluß zwischen Penzing und Hetzendorf. — Diese in der Verbindungsbahn der k. k. priv. Kaiserin Elisabethbahn gelegene Gitterbrücke überschreitet den Wienfluß unter einem Winkel von 60° und besitzt drei Oeffnungen mit 48, 60 und 48 Fuß Spannweite. Der eiserne Oberbau zeichnet sich dadurch aus, daß die beiden 172 1/3' langen, 4' 10" hohen in 6' 9" Abstand von einander stehenden continuirlichen Träger, welche die Brückenbahn tragen, aus Gitterstäben von T Eisen in ungleicher Vertheilung gefertigt sind. Das Gitterwerk ist natürlich dichter über den Pfeilern, als in der Mitte der Spannweiten; verticale Absteifungen fehlen; die Gitterstäbe sind unter 45° geneigt. Die Querverbindungen zwischen den beiden Tragwänden sind in Abständen von 9 Fuß, außerdem auch noch Diagonalverstrebungen in der oberen und unteren Gurtung angebracht. Die beiden Hauptträger wiegen 60324, die Quer- und Diagonalverstrebung 11543, das Geländer 3672 und div. Schrauben und Keile 320 Pfd., zusammen 75859 Pfd. Schmiedeeisen, wozu noch an Gußeisen 4093 Pfd. für Auflageplatten und 4250 Pfd. für Geländertheile kommen.

Schutz gegen Feuchtigkeit und verdorbene Luft — gewährt eine Bedeckung des Fundamentes bei 15 bis 20 Centim. unter dem Fußboden mit Kautschuk oder Guttapércha. Eine solche Bekleidung wird auch für feuchte Wände empfohlen, deren Putz man vorerst abschlägt, sie trocknen läßt und mit dicker Bleiweißfarbe streicht. Die Kautschukblätter brauchen nur so stark zu sein, wie dickes Papier. Ebenso bei Abtrittsgruben. Ueber die Bretterverschalungen der Dächer, auf die Wände von Wasserbehältern u. s. w. werden ebensolche Bekleidungen empfohlen. Um das Holzwerk der Fußböden zu conserviren, muß man eine ununterbrochene Canalisation darunter anbringen, welche am einen Ende mit der freien Luft, am anderen mit einer Esse in Verbindung steht.

Pendelniveau von Charles in Paris. — Ein mit Dioptern versehener leichter Waagebalken wird durch ein Pendel horizontal gestellt. Das Ganze ist in eine horizontale Röhre mit einem verticalen Ansatzrohre eingeschlossen und kann mittelst einer einfachen Nuß auf einem Stocke gedreht werden. Auf diese Weise ist der Einfluß des Windes auf das Pendel geschwächt. Da jedes Diopter eine Ocularöffnung und ein Federkreuz besitzt, so kann man vorwärts und rückwärts visiren. Beim Transport kann das Pendel durch eine Schraube arretirt werden. Das Instrument ist billig und brauchbarer, als die gewöhnlichen Pendelniveau's.

Heizung und Ventilation des Hôspitals Necker in Paris nach dem van Hecke'schen System. — Ueber dieses System referirten wir auf Seite 77 des letzten Jahrgangs d. Bl. Auch im Hospital Necker in Paris hat es sich vollkommen bewährt.

Schmid, über die Bestimmung der ökonomischen Spannweite für eiserne Brücken. — Nach der von der Redaction der Eisenbahnzeitung veröffentlichten Sammlung eiserner Brückenconstructionen läßt sich für die Gewichte y eingeleisiger Blechbalkenbrücken von der Spannweite x folgende Formel ableiten: $y = 77{,}9 - 18{,}17\,x + 1{,}91\,x^2$, wenn x in Metern, y in Centnern gegeben ist. Ist nun L die zu überbrückende Lichtweite, K der Kostenaufwand für 1 Pfeiler, n die Zahl der Brückenpfeiler und γ der Preis von 1 Ctr. Schmiedeeisen, so ergeben sich die Kosten überhaupt zu: $K(n-1) + \left[77{,}9 - 18{,}17\left(\frac{L}{n}\right) + 1{,}91\left(\frac{L}{n}\right)^2\right]\gamma\, n$ und sie fallen am geringsten aus, wenn man $n = L\sqrt{\frac{1{,}91}{K + 77{,}9\,\gamma}}$ annimmt. Für Brücken nach dem Pauli'schen System (vergl. d. Bl. 4. Jahrg. S. 28) findet sich ebenso $n = L\sqrt{\frac{0{,}0089}{K + 8{,}86}}$. Sonach sind die Baukosten beider Brückensysteme bereits bei $x = 14{,}28$ Met. Spannweite gleich, bei mehr Spannweite ist das Pauli'sche System billiger, als Blechträger.

Ueber die versteifte Wiener Donaucanal-Eisenbahnkettenbrücke — spricht sich ein Ungenannter ungünstig aus, indem er namentlich tadelt, daß die beiden zusammengehörigen Ketten vor ihrem Eintritte in den Auflagerungssattel nicht unter einander verbunden seien und sich überhaupt zu nahe stünden.

Beispiele von öffentlichen Wasch- und Badehäusern in Paris.

Hebeapparate für Bauten in Paris. — Bei diesen Apparaten erfolgt das Aufziehen der vollen Gefäße in der Art, daß eine Kette von unten nach einer oben am Gerüste liegenden Rolle aufsteigt, über diese hinweg nach unten geht, dort um eine Kettenscheibe herumgeführt wird und dann nochmals nach oben zu der zweiten Rolle hinaufsteigt. Wenn also die Last aufwärts geht, geht das andere leere Kettenende hinab. Die Bewegung der sechs- oder dreieckigen Kettenscheibe erfolgt theils von einer transportabeln Dampfmaschine aus mittelst Riemenvorgelege und Wurmrad, theils durch Kurbel und doppeltes Zahnradvorgelege, theils endlich durch Ratschhebel. Bremse und Einfallklinken dienen zum Reguliren und als Sicherheitsvorrichtungen.

Traffy, Reparatur an den Fundamenten eines Viaductes. — Der betreffende Viaduct, durch welchen die Chaussee von Carcassonne nach St. Pons über das Thal von Toré übergeführt wird, hat 16 Meter Höhe und ist aus gewöhnlicher Mauerung mit schlechtem Mörtel aufgeführt. Durch die Feuchtigkeit des Terrains war die Bindung des Mörtels aufgehalten und derselbe so zersetzt worden, daß sich schon nach 3 Jahren in dem oberen Theile der Pfeiler überall Bewegungen zeigten. Um den Viaduct wieder herzustellen, beschloß man, die Fundamente zu untermauern und ihren Querschnitt zu verstärken, und zu dieser Arbeit unterfing man die Pfeiler im oberen Theile mit zehn 8 Meter langen, 0,4 Meter ins Quadrat starken Spreizen und in der Sockelhöhe mit zehn anderen schwächeren Streben, brach auch von den Fundamenten nur Stücken von 0,3 Meter Tiefe auf einmal ab und unterstützte stets sorgfältig das überhängende Mauerwerk, mauerte dann die Breschen mit ausgesuchten Mauersteinen in hydraulischem Mörtel aus und umgab so das alte, von 15,36 bis auf 3 Quadratmeter Querschnitt geschwächte Pfeilermauerwerk mit einem soliden Mantel. Diese Reparatur des aus 5 Bogen bestehenden Viaductes wurde in 4 Monaten vollendet.

Pfahlschuhe von Blech und Apparat zum Anspitzen der Pfähle von Camusat. — Zum Anspitzen dient ein einfacher Drehstuhl. Es wird nämlich über das Pfahlende ein Ring mit vorstehendem Rande geschoben, auf welchem ein anderer Ring reitet, der einen dreieckigen Bügel mit einer Körnerspitze und Kurbel an der Spitze trägt. Der erste Ring wird durch Centrirschrauben an dem Pfahle festgemacht, nachdem die Körnerspitze in der Axe des vorher etwas zugespitzten Pfahles eingestellt worden ist. Dreht man die Kurbel, so dreht sich auch der Bügel, und wenn an dem einen Flügel desselben ein in der Längenrichtung verschiebbarer Stahl angebracht wird, so wird derselbe zum Abdrehen des Pfahles benutzt werden können. Deshalb ist ein Flügel des Bügels mit einer Schraube ohne Ende versehen, auf welcher der Support eines Drehstuhles reitet und welche bei jedem Umgange der Kurbel einmal um sich selbst gedreht wird. Mit diesem Maschinchen können täglich 20 bis 25 Pfähle höchst sauber gespitzt werden. Die Pfahlschuhe sind aus Blech nach einer Chablone gebildet, und an der Stelle, wo die Blechenden übergreifen, mit kalt eingeschlagenen Nägeln verbunden. In diese Dute wird eine schmiedeeiserne Spitze fest eingeschlagen und angeschweißt, worauf der Schuh am Pfahle festgenagelt wird. Pfähle von 18 bis 25 Cent. Stärke erhalten Schuhe von 3,5 Kil. Gewicht und 0,25 Mill. Blechstärke, solche von 35 bis 40 Cent. Stärke Schuhe von 7 Kil. Gewicht und 0,4 Mill. Blechstärke. Spundpfähle bekommen breitgedrückte Schuhe derselben Constructionen.

Verbesserter Schubkarren. — Bei demselben liegt der Schwerpunkt der eingefüllten Masse über der Axe, der Boden ist von diesem Punkte aus durch eine Krümmung in die Vorderwand des Kastens übergeführt und die beiden ziemlich hohen Räder laufen in Naben lose auf der Axe.

Ueber die Anwendung der Seile auf Werkplätzen. — Die gegebenen Notizen beziehen sich zumeist auf französische Verhältnisse.

Gavarret, über die Störungen bei Telegraphenleitungen. — Es werden die Verluste an Elektricität nach Versuchen und Theorie, die Inductionserscheinungen und die Einflüsse der atmosphärischen Elektricität besprochen.

Gußeiserne Brücke über die Seine am Quai d'Orsay in Paris. — Dieselbe hat drei Bögen von 40 Metern Spannweite, welche auf zwei gemauerten Mittelpfeilern von 3,25 Met. Stärke und den beiden 9 Meter starken Landpfeilern ruhen, ist also im Ganzen 144,5 Meter lang und 20 Meter breit. Die Gründungen boten keine besonderen Schwierigkeiten. Nach Beseitigung der lockeren Flußsohle wurden Kästen ohne Boden versenkt und darin eine Betonschicht bis zu 0,6 Meter unter dem niedrigsten Wasserstande ausgeschüttet. Die Brückenbahn wird von 9 gußeisernen Bogenrippen getragen, wovon nur die äußersten zur Verzierung durchbrochen, die mittleren aber massiv gehalten sind. Jede Rippe besteht aus 15 Stücken, welche am Widerlager 1,2, im Scheitel 0,85 Meter Höhe besitzen. Die Tympans werden durch entsprechende gußeiserne Rahmen gebildet, so daß das darauf liegende gußeiserne Gebälk von senkrechten Säulen getragen erscheint. Die Bogenrippen der Brücke, welche bei dem mittleren Brückenbogen um $^1/_{10}$, bei den äußeren $^4/_{45}$ gedrückt sind, liegen 2,5 Meter von Mittel zu Mittel auseinander, die gußeisernen Querträger, zwischen welche die die Brückenbahn bildenden Ziegelgewölbe eingespannt sind, aber nur 1,34 Meter. Auf die 0,22 Meter starken Ziegelgewölbe ist eine Cementschicht ausgebreitet, worauf die 12 Meter breite und von zwei 4 Meter breiten Trottoirs eingefaßte Chaussee folgt. Unsere Quelle bringt auch die Angaben über Probebelastung und Kosten.

Jurawsky, Bemerkungen über Gitterbalken und volle Blechbalken. — Zuerst wird in dieser aus den Annales des ponts et chaussées entlehnten (aber wie gewöhnlich ohne Angabe der Quelle mitgetheilten) Abhandlung in elementarer Weise zu bestimmen gesucht, ob die Gitterbalken mit abwechselnd schräg liegenden und senkrecht stehenden Stäben oder diejenigen, wo die Gitterstäbe rechtwinkelige Dreiecke bilden, die ökonomisch vortheilhafteren seien, dann werden diese Resultate auch auf die Blechbalken übertragen und zuletzt Versuche beschrieben, welche mit Modellen aus Papier und Pappe angestellt worden sind. Dieselben bestärken den Verfasser in der Ansicht, daß man Blechbalken nicht mit senkrecht stehenden, sondern mit schrägliegenden Streben versehen müsse, wenn man sie ökonomisch versteifen wolle.

Dalemagne's Verkieselungsmethode zur Erhaltung von Baudenkmälern — besteht in einer tiefer gehenden Imprägnation mit einer Lösung von kieselsaurem Kali, welches schon Fuchs empfohlen hat. Die Mauern werden erst gut abgebürstet und abgewaschen, dann mittelst einer Pumpe oder Spritze mit der Lösung angespritzt, welche durch einen Ueberstrich mit phosphor-kieselsaurem Kali fixirt werden muß, wenn nicht durch etwa eintretenden Regen ein merklicher Theil ausgewaschen werden soll. Das phosphorkieselsaure Kali wird aus kieselsaurem Kali von 35 bis 38° B. durch Fällung mittelst Schwefelsäure oder Chlorwasserstoffsäure und Versetzen des Niederschlages mit phosphorsaurem Kali erhalten.

Treviranus, Verbesserungen in der Construction und im Gebrauch des Woltmann'schen Flügels. — Die Verbesserungen bestehen hauptsächlich darin, daß die Flügelflächen nicht blos schiefgestellte Ebenen, sondern Theile einer Schraubenfläche sind, welche bis an die Axe reicht, und daß das Flügelrad sich in einem kurzen cylindrischen Mantel dreht, Die windschiefe Fläche der Flügel ist so bestimmt, daß das äußerste Flügelende einen Winkel von 45° mit der Axe bildet. jeder andere horizontale Durchschnitt aber einen Winkel, dessen Tangente dem Abstande von der Axe proportional ist. Die Anwendung schraubenförmiger Flügel ist nicht neu, sie soll aber nach dem Herrn Verfasser den Vortheil haben, daß die Umgangszahlen direct den Geschwindigkeiten proportional werden. Da dieser Flügel nur durch die Bewegung in stehendem Wasser justirt war, so dürfte dieser Satz noch etwas fraglich sein. Die Einschließung des Flügels in einen cylindrischen Mantel hat den Zweck, ein rascheres Arbeiten mit demselben zu ermöglichen. Die Beobachtungszeit würde nämlich sehr wesentlich abgekürzt werden, wenn man nicht an verschiedenen Verticalen des Querschnittes zu beobachten brauchte, sondern den Flügel während der Beobachtung von dem einen Ufer horizontal nach dem andern bewegen dürfte. Bei den gewöhnlichen Flügeln erhält man aber bei dieser Beobachtungsweise für eine solche Horizontale eine Durchschnittsgeschwindigkeit, welche von der aus Beobachtungen in einzelnen Verticalen abgeleiteten nicht unbedeutend abweicht. Ein in einen Mantel eingeschlossener Mantel soll dagegen das richtige Mittel angeben. Weiter verbreitet sich dieser lange Aufsatz noch über die Anstellung von Flügelbeobachtungen in großen Flüssen und über die Berechnung der Versuche. In Bezug auf letztere kennt der Herr Verfasser die unserer Ansicht nach beste Methode mit Zuhilfenahme der Simpson'schen Regel gar nicht, so wie ihm überhaupt viele neuere Arbeiten über den Woltmann'schen Flügel nicht bekannt zu sein scheinen.

Mittel zur Austrocknung neuer Wohngebäude. — Damit der Mörtel Festigkeit erlangt, muß die Hälfte des im Kalkhydrat chemisch gebundenen Wassers durch die aus der Luft aufgenommene Kohlensäure ausgetrieben werden, was aber nur langsam erfolgt. Man kann diesen Proceß aber sehr beschleunigen, wenn man in einem neuen Zimmer 2 bis 3 mal 6 bis 10 Pfd. Holzkohlen bei gut verschlossenen Thüren und Fenstern verbrennen läßt, indem die gebildete Kohlensäure in die Mauer eindringt.

Gefährlichkeit des Eisenkittes. — Aus dem Eisenkitt entwickelt sich bei der Bereitung Schwefelwasserstoffgas, Schwefelammonium und andere schädliche Gase, welche für die Arbeiter höchst nachtheilig werden können, wenn sie in geschlossenen Räumen arbeiten. Wie hier berichtet wird, ist sogar ein mit der Verkittung eines Dampfkessels beschäftigter Arbeiter daran gestorben. Dieser Kitt darf also nur bei guter Luftcirculation in größeren Mengen angewendet werden.

Guigardet's Lampe zur Beleuchtung unter Wasser. — Die mit einer Mischung aus Terpenthinöl und Alkohol gespeiste Lampe ist in einem starken hermetisch geschlossenen Glascylinder angebracht, der im Deckel eine verlängerbare

Röhre zur Abführung der Verbrennungsproducte, an der Seite ein Paar ebenfalls verlängerbare Luftzuführungsröhren und am Boden ein Sammelreservoir für die in den Röhren sich bildenden Flüssigkeiten (welche durch enge Abzweigungen aus den Luftröhren dorthin gelangen) besitzt und durch Gewichte in senkrechter Stellung erhalten wird. Diese Lampe soll bis zu 2,2 Meter Abstand im Umkreise genügendes Licht geben.

Hornbostel, die eisernen Brücken der k. k. priv. Kaiserin Elisabethbahn auf der Strecke Wien-Salzburg. — Bei der Berechnung der vielen auf dieser Strecke vorkommenden eisernen Brücken wurde stets eine Belastung mit Maschinen von 576 W. Ctr. und Tendern von 350 W. Ctr. Gewicht über die ganze Länge und eine größte zulässige Spannung oder Pressung von 90 W. Ctr. pro Quadratzoll (7,26 Kil. pro Quadr.-Mill.) vorausgesetzt. Für mehr als 60′ Spannweite nahm man die zufällige Belastung zu 26,6 Ctr. pro laufenden Fuß an. Die Brücken sind nur für ein Gleis eingerichtet und haben in der Regel zwei Träger mit darüber liegenden hölzernen Querschwellen. Mehrfach sind Gitterstäbe von T Eisen und Gitterwerke mit einem nach den Enden hin dichter werdenden Netzwerke verwendet, bei der Salzachbrücke gleiche Maschenweiten und T Eisenstreben von abnehmendem Querschnitt. Zur Auflagerung der Träger dienen bis zu 40′ Spannweite hölzerne Schwellen; für solche Brücken, bei denen die Auswechselung solcher Hölzer Schwierigkeiten haben würde, ist ein elastisches Auflager dadurch hergestellt, daß auf den Pfeilern gußeiserne Platten mit vorstehenden Rippen in Abständen von ca. 8 Zoll angebracht, darüber starke Gußstahlschienen gelegt und an den Trägern Platten befestigt sind, welche auf den Gußstahlschienen in der Mitte zwischen den Rippen aufsitzen. Unsere Quelle giebt viele Abbildungen, graphische Darstellungen der statischen Verhältnisse, tabellarische Zusammenstellungen über die Gewichte und die Beobachtungen bei den Belastungsproben. Die Gewichte pro laufenden Fuß steigen von 195 bis 840 Pfd. bei 10 bis 90′ lichter Weite.

Eiserne Lehrgerüste bei der Tieferlegung des Canals St. Martin zu Paris. — Da die Wölbung dieses Canales (2000 Meter lang) in Cement ausgeführt wurde, so war die sofortige Ausrüstung möglich, um aber ein leichtes Gerüste zu erhalten, hat man dasselbe aus T Eisen gefertigt. Das Lehrbogensystem, von dem sich hier keine genügende Beschreibung geben läßt, hat 50 Meter Länge und besteht aus 26 durch I förmige Querschienen untereinander abgesteiften elliptischen Rippen, deren große Axe 19,5 und deren halbe kleine Axe 4,875 Meter mißt. Ein Gerippe wiegt 1890 Kil. und jede mittelst eines Schlittens von 6 Metern verschiebbare Lehrgerüstabtheilung 9130 Kil.

Dampframme nach Nasmyth's System. — Bei der Fundamentirung des Viaductes von Tarascon bediente man sich einer aus England bezogenen Dampframme, da es unmöglich war, mit gewöhnlichen Kunstrammen die Pfähle fest genug in das Kiesbette der Rhone einzuschlagen. Der auf dem Pfahle aufsitzende Apparat wog 4000, der Rammbär 1500 Kil. und der letztere führte pro Minute 80 bis 100 Schläge aus 0,98 Meter Höhe. Wo man mit Kunstrammen die Pfähle nur 5 Meter tief einzustoßen vermocht hatte, schlug man die Pfähle mit der Dampframme in 10 Minuten 8 bis 10 Meter tief ein. Das Auf- und Zurechtstellen eines Pfahles kostet 1 Stunde Zeit, das Einschlagen im Durchschnitt bei 30 Hitzen à 50 Schlägen 31¼ Minute, wobei zuletzt das Eindringen pro Hitze nur 2 bis 3 Centimeter betrug. In Bezug auf die Kosten stellte sich den Kunstrammen gegenüber eine wesentliche Ersparniß heraus, indem ein mit Letzteren geschlagener Pfahl 40 bis 50 Francs und außerdem 10 Francs für Beschädigung der Apparate zu stehen kam, während die Dampframme täglich 8 Pfähle mit 108,44 Frcs. Kosten einschlug, was 13,5 oder mit Hinzurechnung des Verlustes beim Wiederverkauf des Apparates 35 Frcs. pro Pfahl betrug.

Krahne für Bauausführungen u. dergl. — Es wird ein Krahn von Fox und Henderson mit beweglichem Ausleger, welcher Gewichte von 5000 Kilogr. heben kann und eine von 5 bis 20 Meter variirende Tragweite besitzt, und das Krahnsystem von Neustadt mit Gelenkketten beschrieben. Letzteres System hat den Vorzug, daß die Kette nie schief abzieht, wie bei den gewöhnlichen, auf Trommeln aufwickelnden Ketten, und daß die damit verbundenen schädlichen Rutschungen und Schläge wegfallen. Ferner braucht der Durchmesser des Kettengetriebes (welcher ohnehin nur etwa ⅓ so groß zu sein braucht, als derjenige der gewöhnlichen Kettentrommeln) nicht vermehrt zu werden, wenn die Kette länger wird. Ueber die Gelenk- oder Gall'schen Ketten wird auch die Berechnung und eine Tabelle mitgetheilt, nach welcher sie von Audincourt in Paris zu beziehen sind, woran sich Notizen über die Baucanson'schen Ketten anschließen.

Getreidemagazine. — Beschreibung des großartigen Magazins am Bassin de la Villette in Paris mit specieller Bezugnahme auf die Stabilität, sowie des Magazins der Kriegsbäckerei in Paris; ferner Beschreibung einer Getreidereinigungsmaschine aus der Mühle von St. Maur, der Weizenreinigungsmaschine von Ashby, des Trockenofens von Norton und einiger Getreidewaagen.

Choll, Gründung des Leuchtthurmes auf der Klippe von Cassidaigne. — Die genannte Klippe liegt zwischen den Häfen Ciotat und Cassis, 3000 Meter von der Küste entfernt und ist permanent sehr heftigen Strömungen und Winden ausgesetzt, so daß die Gründung eines Leuchtthurmes außerordentlich schwierig war. Von dem nach unzähligen fruchtlosen Versuchen endlich mit Glück verfolgten Verfahren läßt sich ohne Zuhilfenahme von Zeichnungen keine Vorstellung geben.

Luftheizungsofen. — Der dargestellte Ofen, welcher ca. 3000 Francs kostet und an verbrannten Rohren und sonstigen Reparaturen einen jährlichen Aufwand von 200 Frcs. verursacht, genügt zur Erwärmung von 4000 bis 5000 Cub.-Meter Raum auf 15 bis 16°, wobei täglich 100 bis 150 Kil. Steinkohle verbrannt werden. Er ist in Paris in vielen öffentlichen Gebäuden in Gebrauch.

Das neue Straßenpflaster in London — wird auf eine festgerammte Unterlage aus gewaschenem Kies oder Flußschotter und Cement (auf 2 Tonnen Schotter 176 Pfd. Cement) gesetzt und aus 3″ breiten, 9″ hohen und 9 bis 15″ langen Granitsteinen gefertigt. Die Letzteren werden mit feinem Sand versetzt und durch Uebergießen mit dünnflüssigem Cement-Mörtel, welcher in die Steinfugen eingekehrt wird, verkittet. Für diese Arbeit zahlt man 1 Schill. pro Quadr.-Yard oder 2¾ Schill. pro Tonne Pflastersteine.

Thirion und Mastaing, Fußgängerbrücke über die Marne. — Diese nur aus ganz kurzen Hölzern und

Schienen von Flach- und Rundeisen gefertigte Brücke hat zwei Jöcher von 20 Meter Spannweite und ruht auf fischbauchförmigen Trägern, welche aus einer gebogenen Kronschwelle, senkrechten Steifen und einem schmiedeeisernen Zugbande bestehen. Der Belag wird durch zwei Lagen schräg zur Brückenaxe gerichteter und sich senkrecht überschneidender Bretter gebildet, was der Brücke eine große Steifheit giebt.

Ballaury und Buquet's Steinschrämmaschine zu Tunnelarbeiten. — Durch diese Maschine sollen nicht Bohrlöcher hergestellt, sondern parallele Schräme in den Ortstoß geschnitten und dadurch Gesteinskeile blosgelegt werden, welche ohne Pulver mittelst Brechstangen und Keilen gewonnen werden können. Als schneidende Instrumente dienen gußeiserne, in Abständen von 30 Centimeter von einander auf einer horizontalen Welle aufgesteckte Scheiben, welche am Umfange mit fraisenartigen Schneiden versehen sind.

de Lucy's hydraulischer Telegraph. — Zum subminaren Telegraphiren wird die Anwendung einer communicirenden, mit Wasser gefüllten und an beiden Enden mit Kupfermembranen geschlossenen Röhre vorgeschlagen. Schläge, welche auf die Membran an dem einen Ende geschehen, sollen sich schnell und sicher durch die Flüssigkeit hindurch nach der Membran am anderen Ende fortpflanzen.

Poirée's Spülvorrichtung für Hafenbassins. — Im Hafen von Tréport ist zwischen den beiden Hafendämmen ein in der Regel am Boden liegendes bewegliches Wehr angebracht, welches leicht aufgerichtet werden kann, so daß dann durch die geöffneten Spülschleußen das Wasser mit Heftigkeit austritt und Schlamm und Sand mitnimmt.

Wasserdampf zum Feuerlöschen. — Theoretisch muß der Wasserdampf als sehr geignet zum Feuerlöschen erscheinen, weil er die zur Unterhaltung des Feuers erforderliche Luft verdrängt; es werden hier aber auch noch ein Paar gelungene Anwendungen dieses Mittels aus Spinnereien in Amiens, Douai, Séclin u. s. w. angeführt.

Ueber die Straßencanäle Londons und einiger anderer englischen Städte. — Eine größere interessante Darstellung der Entstehung und Ausbildung dieser Sielenanlagen.

Blockwagen zum Transport großer Steine. — Um den Schwerpunkt der Last möglichst tief zu erhalten und doch hohe Räder anwenden zu können, ist die Axe gekröpft. Auf ihr liegen die Schwungbäume, welche zugleich die Deichsel bilden, und diese tragen wieder je 6 Rollen, auf denen die eigentliche Plattform liegt. Die Letztere ist ein niedriger Schlitten, auf welchen man die Steinblöcke wälzt, um sie sodann sammt Schlitten auf den Wagen zu bringen.

Bewegliches Gerüst für das Leuchtfeuer von Pontaillac an der Mündung der Gironde. — Das genannte Leuchtfeuer steht auf einer sehr beweglichen Sandbank und muß daher leicht abzubrechen sein. Vorläufig ist es aus Holz gefertigt, was der großen Höhe wegen (fast 36 Meter) bemerkenswerth ist, soll aber später aus Gußeisen hergestellt werden.

Locomotivremise auf der französischen Ostbahn für 16 Locomotiven. — Dieselbe bildet im Grundriß ein Sechzeneck von 46 Metern Durchmesser und ist bis unter die Laterne 19 Meter hoch.

Doppelte Dampfwinde von Leconte und Delpech. — Auf dem Lyoner Bahnhof in Paris liegen die Waarenhallen im Niveau der Straße Bercy und diese sind mit dem, eine Etage höher liegenden, Geleise der Eisenbahn durch die hier durch Tafeln erläuterte doppelte Winde verbunden, auf welcher ganze beladene Wagen herabgelassen und heraufgezogen werden können. Die beweglichen Plattformen sind 7,4 Meter lang und 3,94 Meter breit und müssen 6,3 Meter hoch gehoben werden, wozu eine Dampfwinde mit Ketten bestimmt ist.

Blechernes Schleusenthor zu Meulan an der Seine.

Eisenconstructionen für Land- und Wasserbauten. — Diese mit 8 Tafeln Zeichnungen versehene interessante Abhandlung stellt sich die Aufgabe, solche Eisenconstructionen vorzuführen, welche Verbindungen in senkrechter und horizontaler Richtung nach Belieben gestatten und ohne Schwierigkeiten an Ort und Stelle reparirt werden können. Als nächster Zweck dieser Constructionen wird angegeben: die Auffindung einer Verbindung, welche so einfach ist, daß Soldaten ohne besondere Werkzeuge sich rasch eiserne Häuser aufrichten können, und die Construction von eisernen Schiffen, die man ebenso gut zu Kriegs- und Handelszwecken verwenden könne.

Reinigung der Felsen und Mauern von Seegras. — Die Felsen bedecken sich bei Bauten im offenen Meere sehr rasch mit Seegras, welches die Bindung der darauf aufzuführenden Mauern mit dem Boden verhindert und deshalb bis jetzt mit viel Zeitverlust abgekratzt werden mußte. Der französische Ingenieur Marin hat aber jetzt eine bequemere und sehr rasch wirkende Methode angegeben, welche darin besteht, daß man Salzsäure auf die Felsen gießt und sie mit harten Besen scheuert.

Verkieselung der Cemente. — Um den Cementen, die unangenehme Eigenschaft zu nehmen, daß sie an der Luft einen schimmeligen Anflug bekommen und keinen Anstrich annehmen, und um ihnen eine gleichförmigere hydraulische Eigenschaft mitzutheilen, soll man sie mit einer kieselhaltigen Lösung (Wasserglaslösung) von 22 bis 23° streichen.

Project einer großen Hängebrücke. — Der bekannte englische Ingenieur Barlow hat auf seiner Reise in Nordamerika, wo er die Niagarahängebrücke genauer studirt hat, die Ueberzeugung von der vollkommenen Anwendbarkeit dieses Systems gewonnen und demgemäß zur Verbindung von Liverpool und Birkenhead eine 3000 Fuß lange Hängebrücke vorgeschlagen, welche in einer Höhe von 150 Fuß liegen soll. Auch hat er eine aus drei Feldern à 1000 und 500 Fuß Spannweite bestehende Hängebrücke über den Mersey bei Runcorn entworfen, deren Ausführung er für 10000 Pfund übernehmen will.

Zeitschrift für Bauwesen. 1861. Jahrg. XI. Heft 1—6.

Hübbe, von der Beschaffenheit und dem Verhalten des Sandes. — Diese umfassende und gründliche Untersuchung, welche sich an die von uns im vor. Jahrg. d. Bl. referirte Abhandlung über den Schlick anschließt, betrachtet in dem ersten Abschnitte die natürliche Beschaffenheit und Vertheilung des Sandes im Strombette. Unter Sand werden

Gesteinskörnchen verstanden, welche durch ein Sieb mit Löchern von 2,2 Millim. Durchmesser hindurchgehen. Der den Boden unserer Strombetten bedeckende Sand unterscheidet sich oft sehr merklich durch eine besondere Färbung, weiß, gelbroth, rothbraun u. s. w., von größerer Wichtigkeit ist aber die Form der einzelnen Körnchen, wonach sich mit mäßigen Vergrößerungsgläsern 4 Sorten von Sand unterscheiden lassen, nämlich: unversehrte Körner (Krystalle oder kugelige und nierenförmige Gebilde), deutlich abgeschliffene und abgerundete Körner, eckige und blätterige Bruchstücke von Körnern, endlich Bruchstücke von Conglomeraten und Massengesteinen. Die eckigen Bruchstücke sind unter den kleineren, die abgerundeten Formen unter den größeren Körnern häufiger zu beobachten und diese Formen sind oft an derselben Küste an nahe bei einander gelegenen Punkten wesentlich verschieden, wenn an diesen Punkten der Wellenschlag verschieden ist. Die eckigen Bruchstückchen kleiner Körner werden vom Strome schwimmend mit fortgetragen und erhalten sich deshalb eckig, die größeren Körner aber am Boden gerollt; am Strande werden dann alle Sandtheilchen von den Wellen abgerieben. Das specifische Gewicht des Sandes (gleichviel ob grob oder fein) kann zu 2,6, das Verhältniß der Zwischenräume zu 0,345 des ganzen Raumes angenommen werden. Was die Größe der Körner anlangt, so hat Herr Hübbe mit einem Siebapparate ermittelt, in welchem Verhältniß die gröberen und feineren Sandkörnchen zu einander stehen, welche den an verschiedenen Punkten des Strombettes abgesetzten Sand ausmachen. Diese Beobachtungen wurden an der Elbe von Lauenburg an bis nach der Insel Neuwerk hinab angestellt und ergaben, daß der in der Nähe des Hauptstromes aufgenommene Sand immer ärmer an gröberen und reicher an feineren Körnchen wird, je mehr man sich dem Strande nähert, was sich dadurch erklärt, daß der Strom immer mehr ermattet und nur noch feinen Sand fortzuführen vermag; in der Tiefe des Strombettes ist der Sand gröber als auf den Abhängen, was beweist, daß der Strom dort schärfer assortirt; über der Hochwasserlinie wird der Saud in der Art von den Wellen aufgeworfen, daß die gröberen Körner den obersten Saum bilden, die feineren aber von den rücklaufenden Wellen wieder hinabgespült werden. Herr Hübbe hat sich bei diesen Untersuchungen einer Vorrichtung mit sechs übereinanderstehenden Sieben à 1,8 1,25 0,5 0,36 0,22 0,15 Millim. Maschenweite und nur des durch ein Sieb von 2,2 Millim. Lochweite gefallen Sandes bedient, die auf jedem Siebe zurückbleibende Sandmenge gewogen, um das procentale Verhältniß zur ganzen Sandprobe zu finden, dann aber den mittleren Durchmesser in der Weise bestimmt, daß er für den auf einem Siebe liegen bleibenden Sand das arithmetische Mittel aus dem Durchmesser der Löcher in dem betreffenden und dem nächst vorhergehenden Siebe als Durchmesser annahm und aus diesen Durchmessern dann nach dem procentalen Verhältniß denjenigen der ganzen Sandprobe bestimmte. Dann läßt sich die Spülkraft des Stromes der dritten Potenz dieser Durchmesser gleichsetzen und es ist darin eine sehr rasche Abnahme zu erkennen. Der in verlandeten, sogenannten tauben, Stromarmen angehäufte Sand ist viel gröber, als in dem benachbarten Hauptstrome, was sich dadurch erklärt, daß der Hauptstrom dorthin nur grobe Körner zuführt und liegen läßt, während er die feinen wieder wegschwemmt. Die dort ruhende Sandmasse zeigt sogar vielfach Anflug von Algen. — Der zweite Abschnitt der Abhandlung beschäftigt sich mit der Bewegung des Sandes in Strom und Wellen, welche im Allgemeinen ganz den Gesetzen folgt, welche Dubuat und Hagen bei Experimenten im Kleinen constatirt haben. In Strömen sind verschiedene Sandwellen zu unterscheiden, indem nicht nur alle Sandanhäufungen des Bettes auf der Oberfläche mit Wellen (erster Ordnung) bedeckt sind, sondern überhaupt ein sandiges Strombett als aus einer Reihe aufeinanderfolgender Sandwellen (höherer Ordnung) bestehend angesehen werden kann. Die Wellen erster Ordnung sind auf dem stromaufwärts gelegenen Rücken flacher, als auf dem abwärts gelegenen, ihre Größe ist von der Stärke des Stromes abhängig und ebenso die Geschwindigkeit ihres Fortrückens. Das Verhältniß der Wellenhöhe zur Länge hat Herr Hübbe zu $1/11$ bis $1/8$ beobachtet, bei Flugsandwellen zu $1/25$; über die Größe des Fortrückens schwanken die Angaben von 1 bis $13\frac{1}{2}$ Zoll pro Stunde. Bei den Sandwellen höherer Ordnung, auf denen die Wellen erster Ordnung sitzen, findet ein langsameres Fortrücken statt, denn Beobachtungen mit farbigem Sande zeigten, daß eine Welle 2. Ordnung in einer Tiefe nur um $1\frac{1}{2}$ bis 3′ fortrückte, während sich in derselben Zeit die Sandkörner der Welle 1. Ordnung um 10′ verschoben hatten; eine Sandwelle 3. Ordnung, über welche 76jährige Beobachtungen vorliegen, giebt ein Vorrücken von 176′ pro Jahr u. s. w. Hierbei beträgt die Dicke der bewegten Schicht nur einige Zolle. Diese Bildungen werden wesentlich modificirt und aufgehalten, sobald auf der Spitze einer solchen Sandwelle einige Vegetation Platz greift. Noch langsamer sind die Bewegungen der Sandwellen 4. Ordnung oder des eigentlichen Flußbettes, die meist nur durch archivarische Forschungen constatirt werden können, doch bemerkt man häufigere Veränderungen in einer transversalen Richtung zum Strome, nämlich Ueberwälzungen von Sandwellen 4. Ordnung von einem Ufer auf das andere in Folge veränderter Stromrichtung, wogegen in der Schlickregion jede bemerkbare Bewegung aufhört. Die Ortsbewegung von Sandwellen höherer Ordnung ist proportional der Differenz der während der Fluth- und Ebbe-Periode zurückgelegten Wasserwege und daher natürlich langsamer als diejenige von Wellen der 1. Ordnung. Am Meeresstrande bearbeiten die Wellen die Sandanhäufungen in der Art, daß bei der Fluth der Stoß der Wellen den Sand aufspült, die feineren Körner mitnimmt und die gröberen Körner nach dem Ufer treibt, wo sie den höchsten Stand der jedesmaligen Fluth markiren, bei der Ebbe aber der Strand ungefähr wieder in den alten Stand versetzt wird.

Ziurek, über Kalkmörtel. — Der Kalkmörtel ist bekanntlich ein Gemisch aus Kalkbrei (Kalkerdehydrat gemischt mit einer Lösung von Kalkerdehydrat in Wasser) und Sand, welches dadurch bindend wirkt, daß unter langsamer Einwirkung der kohlensäurehaltigen atmosphärischen Luft sich aus den Poren des Gesteines und Sandes, in welche der Kalkbrei eingedrungen ist, kohlensaure Kalkerde ausscheidet und die Oberflächen der Sandkörner und Bausteine mit einer aneinanderhaftenden Kruste bekleidet. Demnach muß nicht nur das richtige Verhältniß des Kalkbreies zum Sande getroffen werden (damit gerade genug Körper zum Ausscheiden von kohlensaurer Kalkerde vorhanden sind), sondern es muß auch hauptsächlich die Verunreinigung mit solchen Substanzen vermieden werden, welche chemisch oder mechanisch nachtheilig auf das Anhaften der Kalkverbindungen an den Bausteinen wirken könnten und hierzu gehört vorzüglich die Thonerde. Nach dem Herrn Verfasser darf die Menge des Kalkerdehydrates nicht unter 6 bis

8 Proc. des trockenen Mörtels, der Thongehalt höchstens 3 Proc. betragen. Hierbei ist vorausgesetzt, daß das Kalkerdehydrat als wirklicher Aetzkalk zugesetzt worden ist. Eine leichte Probe für die Anwendbarkeit eines Mörtels ist folgende. Man nimmt 6 Loth Zollgewicht = 100 Grammes von dem zu prüfenden Material (bei nicht trockenem, sondern frischem Mörtel muß man des Wassergehaltes wegen 125 Grammes, bei nicht zu feuchtem Sande 106 Grammes statt 100 nehmen), stößt es und wäscht es mit stark verdünnter Salzsäure, worauf man die Flüssigkeit in einem Glascylinder von 0,3 Meter Höhe und 35 Mill. Durchmesser absetzen läßt. Ist dieses Gefäß bis auf 20 Centim. Höhe damit gefüllt, so entspricht

eine Thonschicht von	51—52	46—47	41—42	36—37	31—32	25—26	19—20	Mill. Höhe
einem Thongehalt von	20	17½	15	12½	10	7½	5	Proc. der trockenen Masse.

Herr Ziurek theilt ferner die Resultate vieler Festigkeitsproben mit, welche in der Art angestellt sind, daß von jedem Mörtel ein 0,05 Gramme schweres Stück zwischen Glasplatten durch aufgelegte Gewichte zerdrückt wurde. Während frisch bereiteter und erhärteter Kalkbrei (von Rüdersdorfer Kalk) schon unter dem 3800fachen Gewichte zerdrückt wurde, betrug dieses Gewicht bei Kalkmörtel aus 1 Vol. Kalkbrei und 3 Vol. reiner Sand das 12400, bei 100jährigem Kalkmörtel das 15800, bei 300jährigem sogar das 45000fache. Bei Mörtel aus 1 Vol. engl. Portlandcement und 2 Vol. Sand, welcher 4 Wochen unter Wasser gestanden hatte, betrug das Bruchgewicht das 70000fache, dagegen bei 3 Th. Sand nur das 64000, bei 4 Th. Sand das 52500, bei 5 Th. Sand das 33170fache des eigenen Gewichtes. Stettiner Cement gab unter gleichen Umständen mit 2 Vol. Sand 65400, mit 3 Th. Sand 59400 und mit 4 Th. Sand 48100 u. s. w. Andere Proben wurden einem künstlichen 5′ hoch herabfallenden Regen ausgesetzt, wobei die Gemische von Lehm und Sand, sowie thonhaltige Mörtel und die von schlecht gewordenem Kalk bereiteten Mörtel ganz zerstört, die normalen einjährigen Mörtel aber nur wenig abgespült wurden. Kohlensäurehaltiges Wasser zerstörte auch die Letzteren, die Portlandcementmörtel aber hielten sich gut. Hieraus geht hervor, daß darnach gestrebt werden muß, Mörtel mit Thon-Kiesel-Kalk-Bindemittel herzustellen wie es überall da möglich ist, wo der Sand aus feldspathigen granitischen Gesteinen entstanden ist. Der Aetzkalk wirkt nämlich auf die darin enthaltenen Doppelsilicate und scheidet Aetz-Alkalien mit Thonerde aus; jene lösen die Kieselsäure des Sandes und es entsteht nun unter Abscheidung des Alkali's die Thon-Kiesel-Kalk-Verbindung, wenn während des Vorganges die Feuchtigkeit langsam verdampfen kann. Puzzolane und Traß sind noch leichter aufzuschließende Silicate und geben daher einen hydraulischen Mörtel. Auch gewisse Cemente besitzen diesen Vorzug. Der Roman-Cement, der aus gebranntem und gemahlenem thonhaltigem Kalkstein besteht, giebt, wenn er mit Sand und Wasser gemischt wird, sofort die erwähnte Verbindung und dann hört jede weitere Thätigkeit auf; daher sind die Flächen der Bausteine nicht für die Adhäsion so vorbereitet, als bei normalem Kalkmörtel, und der Mörtel zieht sich zusammen und trennt sich ab. Bei dem Portland-Cement, welcher aus einem Gemenge von Kalk, Thon und kieselsaurem Alkali durch Brennen hergestellt wird, ist durch das kieselsaure Alkali, welches die Kalkerde, Kieselsäure und Thonerde im geschmolzenen Zustande durchdrungen und umhüllt hat, eine geringe Verzögerung der Einwirkung dieser Säuren auf einander und eine bessere Vorbereitung der Bausteine für die Adhäsion gegeben, die Portlandcementmörtel behalten aber auch ihr ursprüngliches Volumen nicht bei, wenn sie nicht stets im Feuchten stehen, und können sogar zu einem Bersten der Mauern führen, wenn sie zu rasch bereitet und verwendet werden und bald nachher nochmals mit Wasser in Berührung kommen. Zu Bauten über der Erde sind also die Cementmörtel nicht zu empfehlen. Gute Kalkmörtel müssen aus scharfem, grobkörnigem Sande und einem Kalke gefertigt werden, der im gebrannten Zustande nicht über 15 Proc. an fremden erdigen Bestandtheilen enthält. Traß und Puzzolane müssen wenigstens 50 Proc. in Salzsäure aufschließbare Silicate und 4 bis 5 Proc. Alkali enthalten und frei von Thon, organischen Bestandtheilen und kohlensauren, phosphorsauren oder schwefelsauren Salzen sein. Von Letzteren müssen auch die Cemente frei sein und dürfen an Thon und Sand nicht über 10 Proc. enthalten. Der trockene Mörtel muß dann wenigstens 13 bis 15 Proc. Kalkerdehydrat enthalten. Die Cementmörtel müssen vorzüglich mit genügendem Wasser angemacht werden; empfehlenswerth ist die Mischung des gewöhnlichen Kalkmörtels mit Cementmörtel, z. B. 1 Vol. Portland- oder Stettiner Cement mit 15 Sand und 5 Kalkbrei.

Schwedler, statische Berechnung der festen Hängebrücke. — Das hier berechnete Hängebrückensystem, über welches sich ohne Zeichnungen Näheres nicht angeben läßt, besteht in der Anwendung von Diagonalstreben, welche den oberen Befestigungspunkt jeder Hängestange mit dem Fußpunkte der nächst vorhergehenden Hängestange verbinden.

Pendel, Räder, Axen und Axbüchsen der amerikanischen Eisenbahnfahrzeuge. — Nach Notizen des verstorbenen Geh. Regierungsrathes Henz über eine im J. 1859 gemachte Reise. Man wendet bekanntlich in den vereinigten Staaten sehr viel Räder aus Hartguß an, deren Fabrikation hier auch beschrieben wird; die Axen sind fast nur von Schmiedeeisen und werden von den größeren Bahnen selbst gefertigt; die Axbüchsen zeichnen sich durch Beweglichkeit in verticaler Richtung und dichten Verschluß aus und werden meist mit Fischthran geschmiert, was nur 1/7 soviel als Rüböl kostet.

Bowstringbrücke über die Orne bei Caen. — Das System der Bowstringbrücken rührt bekanntlich von Brunel her, der es im J. 1849 zur Ueberführung der Great-Western-Eisenbahn über die Themse anwendete. Bei dieser Brücke ist das Zugband des eisernen Bogenträgers ein gerader Balken und ebenso sind die Brücken bei Caen und Isigny in Frankreich construirt, während bei der Chepstowbrücke ein polygonales und bei der Saltashbrücke ein gekrümmtes Zugband angewendet ist. Die Träger der Ornebrücke haben 46,5 Meter Länge bei 4 Met. Pfeilhöhe, sind an den Enden auf ca. 6 Met. Länge durch Blechtafeln ausgefüllt und dann in Abständen von 2,54 Met. mit verticalen Säulen versehen, zwischen denen diagonalliegende Zugbänder angebracht sind. Der obere Bogen und das Zugband sind Tförmig im Querschnitt, die Querträger doppel T förmig, das Geleise besteht aus Brunel'schen Schienen. Das Gewicht pro Meter Brückenbahn (Schienen, Schotter, Bohlen u. Langträger) beträgt 2,8, dasjenige des Eisenwerkes 6,22 Tons. Es sind 3 Träger vorhanden, welche von Mitte zu Mitte 5,31 Met. auseinander stehen, und paarweise ein Geleis zwischen sich fassen. Der mittlere Träger ist stärker, als die beiden äußeren.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

u. s. w. und erläutert die gewonnenen Resultate durch zahlreiche Beispiele. Die Vergleichung der Widerstandsfähigkeit des Hodgkinsonschen Profils mit derjenigen des nach diesen Untersuchungen bestimmten günstigsten Profils zeigt, daß Ersteres keineswegs die vortheilhafteste Materialvertheilung besitzt und es verdient daher dieses elegant ausgestattete, klar und deutlich geschriebene Schriftchen von allen Ingenieurs gelesen zu werden.

Die geometrischen Instrumente der gesammten praktischen Geometrie, deren Theorie, Beschreibung und Gebrauch. Nebst einem Anhange über die wichtigsten Ausgleichungen der praktischen Geometrie nach der Methode der kleinsten Quadrate, ausgeführt an praktisch-geodätischen Aufgaben. Von Dr. G. Chr. K. Hunäus, Professor an der polytechnischen Schule zu Hannover. Heft I. Die einzelnen Theile der Winkelmesser mit festen Unterlagen. Mit 81 Holzschnitten. Hannover. Carl Rümpler. 1862.

Nach der Einleitung wird der Herr Verf. sowohl diejenigen Instrumente, welche bei den Messungen und Beobachtungen zu Lande und zur See, wie unter Tage gebraucht werden, sammt den Hilfsapparaten zum Signalisiren und Bistren, Abstecken von Normalen, Messen der Zeit, Entdecken und Beseitigen von Fehlern u. s. w., als auch diejenigen geometrischen Instrumente behandeln, welche beim Planzeichnen, Berechnen, Verjüngen und Vervielfältigen der Karten u. s. w. benutzt werden können; über den Umfang, den dieses vorzüglich ausgestattete Werk erhalten dürfte, finden sich aber keine Angaben vor. Das erste Heft behandelt die einzelnen Theile der Winkelmesser und ihrer Hilfsapparate und schließt mit Bemerkungen über das Auseinandernehmen, Reinigen u. s. w. dieser Instrumente. Die Behandlung ist in theoretischer und praktischer Beziehung erschöpfend und wird durch zahlreiche schöne Holzstiche aus der xylographischen Anstalt der Wittwe Mezger in Braunschweig sehr unterstützt. Das Studium dieses Buches ist daher geeignet, eine so vollständige Kenntniß der Vermessungsinstrumente, der an sie zu stellenden Anforderungen, ihrer Prüfung und Behandlung zu verschaffen, wie sie kein anderes Werk über diesen Gegenstand bietet.

Die Schule der Elementar-Mechanik und Maschinenlehre für den Selbstunterricht angehender Techniker, Mechaniker, Industrieller, Landwirthe, Bergmänner, Architekten, Bauhandwerker, Werkführer, Mühlen- und Fabrikbesitzer, sowie für Gewerbe- und Realschulen. Zum Theil nach Delaunay's Cours élémentaire de Mécanique frei bearbeitet von Dr. H. Schellen, Director der Realschule erster Ordnung zu Köln. In zwei Theilen. Mit ca. 800 in den Text eingedruckten Holzstichen. Erster Theil. Braunschweig. Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1862.

Das französische Original dieses Buches erschien vor ca. 10 Jahren in erster Auflage und bei den großen Vorzügen, welche dasselbe besitzt, wäre wohl schon früher eine deutsche Bearbeitung desselben zu erwarten gewesen. Allerdings liegt auch ein derartiger Versuch vor, der aber mißglückt ist, weil der Bearbeiter sich zu weit vom Original entfernte; der gegenwärtige Herr Bearbeiter hat es dagegen verstanden, nicht nur alle Vorzüge des Originals beizubehalten, sondern auch noch manche Ergänzung und Verbesserung anzubringen, welche die Nützlichkeit dieses Buches für den deutschen Leser erhöht. Es ist vorzüglich geeignet für solche Leser, welche zwar nicht tiefer in die Mechanik und Maschinenlehre eindringen wollen, resp. wegen mangelnder mathematischer Vorkenntnisse hierzu nicht fähig sind, welche sich aber doch klare Begriffe über die Anfangsgründe dieser Wissenschaft anzueignen suchen; es ist daher Industriellen, Landwirthen, Bauhandwerkern, Mühlen- und Fabrikbesitzern, Juristen und anderen Laien, welche ein gewisses Verständniß für mechanische Fragen bedürfen, sehr zum Selbststudium zu empfehlen und wird sich als Leitfaden bei den Vorträgen für Real- und niedere Gewerbeschulen, Berg- und Handwerkerschulen u. s. w. besonders nützlich erweisen. Der Inhalt des ersten Theiles ist das Wichtigste aus der Mechanik der festen Körper (die Lehre von der Bewegung und den Kräften, ihrer Zusammensetzung und Zerlegung, vom Schwerpunkte und dem Gleichgewichte an den einfacheren Maschinen), handelt ferner über die Dynamik der festen Körper (von der Arbeit, den passiven Widerständen, den Trägheitsmomenten, der Centrifugalkraft, dem Stoße, den Regulatoren u. s. w.), giebt dann Beispiele für die Anwendung dieser Lehren bei der Beschreibung einiger Maschinen, bespricht näher den Transport von Lasten und schließt mit allgemeinen Bemerkungen über die Motoren. Was die allgemeine Anordnung des Stoffes anlangt, so begegnen wir auch hier der ganzen Willkürlichkeit, welche wir an den französischen Werken zu sehen gewöhnt sind, man übersieht aber diesen Mangel gern, da die Darstellung an Klarheit und steter Bezugnahme auf praktische Zwecke Nichts zu wünschen übrig läßt.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift für Bauwesen. 1861. Jahrg. XI. Heft 1—6. (Schluß.)

Dampframme von Scott und Robertson. — Für Seebauten eignet sich die gewöhnliche Handramme deshalb nicht, weil sie nur langsam arbeitet und nur während der Ebbe benutzt werden kann; eine mit einer gewöhnlichen Dampfmaschine betriebene Kunstramme läßt sich oft wegen der Fluth nicht anwenden und die Dampframmen von Nasmyth und Morrison sind deshalb ungeeignet, weil sie sehr schwer sind und deshalb ein besonders starkes Gerüst bedürfen. Die hier beschriebene Ramme wird durch eine Locomobile von 4 Pferdekräften betrieben, welche das Einschlagen von 3 Pfählen und auch das Fortrücken der Maschine besorgt, kostet nur ein Viertel von den sonstigen Dampframmen und kann doch mit Leichtigkeit täglich 10 Pfähle einschlagen. Dieselbe wurde zur Aufführung einer Kaimauer unweit der Mündung des Flusses Blyth construirt, wozu zwei Pfahlreihen einzustoßen waren, nämlich eine vordere Reihe aus unter $^1/_{12}$ geneigten, 6′ weit auseinanderstehenden und $14^1/_2$′ tief einzuschlagenden Pfählen und eine hintere Reihe aus 8füßigen Pfählen mit $^1/$

winter gegraben und locker 2½ F. hoch aufgeschüttet, wobei man für das Fördern und Aufladen auf Schiebkarren 9 Sgr., für den Transport auf 10 Ruthen Entfernung 1½ Sgr. und für jeden Fuß Steigung ¼ Sgr. pro Schachtruthe zahlte. Dieser Thon wurde dann in Kästen eingesumpft und blieb 6 Stunden dem Wasser ausgesetzt, worauf er in dem gewöhnlichen Thonschneider, der durch ein starkes Pferd betrieben wurde, gemengt wurde. Der daraus hervortretende Thon wurde von 5 Arbeitern mit den Füßen durch ein Sieb mit ¼zölligen runden Löchern getreten, während 1 Arbeiter stets Thon in die Messermühle nachfüllte und der 7. Mann den durchgetretenen Thon in Haufen zusammenschlug. Diese Mannschaft bereitete den Thon für 2 Former vor, welche zus. 4½ Mille Ziegel der kleinen Sorte (8½″ × 4″ × 2″) pro Tag strichen und sich dazu geglätteter bronzener Formen bedienten. Das Einsumpfen, Behandeln in der Messermühle und Durchtreten kostete 25 Sgr., die Bewegung der Letzteren 5, der Transport des zubereiteten Thons auf die Formtische 5 bis 7½, das Formen 10, das Abtragen der Ziegel nach den Trockengerüsten 4 und das Aufkanten daselbst 1⅙ Sgr. pro Tausend Ziegel. Da jährlich 5 Millionen Stück Ziegel gefertigt werden sollten, so wurden 9 Trockenschuppen zu 186′ Länge und 36′ Tiefe errichtet, welche pro Quadratfuß Grundfläche auf 6⅜ Sgr. und mit Einschluß der Trockengerüste auf nahe 50 Thlr. für das Tausend der darin befindlichen Trockenbretter (12″ × 6″) zu stehen kamen. Das Ofengebäude, welches ganz aus ungebrannten Steinen errichtet wurde, enthielt in 2 Reihen 15 Oefen à 15′ Tiefe und 21⅓′ Länge und hatte im Ganzen 211′ Länge bei 46′ Tiefe. Für das Einsetzen zahlte man 3½ Sgr., für die Zufuhr 5 bis 6½ Sgr., für die beim Brande erforderlichen Arbeiten 7½ Sgr. pro Tausend Ziegel. Die gesammten Kosten incl. Unterhaltungsaufwand und Aufsicht betrugen 5 Thlr. 25 1/12 Sgr. für das Tausend. Die Ziegeln erschienen hartgebrannt gelb und fielen in der Länge um 5,9, in der Breite um 5 und in der Dicke um 5,3% kleiner als die Form aus.

Schmid, der Elbing-oberländische Canal. — Diese durch Verbindung vieler Seeen und 5½ Meilen wirkliche Canäle gewonnene 26 Meilen lange Fahrstraße zeichnet sich namentlich durch die vier geneigten Ebenen aus, welche zur Ersparung zahlreicher Schleusen und zur Erzielung einer ansehnlichen Kostenersparniß dabei angewendet worden sind. Die Zeichnungen geben die Darstellung der 1530′ langen Buchwalder Ebene, welche ein Gefälle von 65′ einbringt und im obern und unteren Bassin eine Neigung von 1:24, auf der übrigen Ebene von 1:12 besitzt. Die Wagen, auf welchen die 78′ langen, unten 8′, oben 9½′ breiten Canalschiffe liegen, sind im Boden 64′ lang und 10′ im Lichten weit, laufen mit 4 Paar Rädern auf Eisenbahnschienen und werden durch 1,33″ starke Drahtseile, welche sich auf einem 12′ hohen, 8′ 4⅛″ langen, von einem 27′ hohen, 12′ weiten rückenschlägigen Wasserrade getriebenen Seilkorbe aufwickeln, mit 2½′ Geschwindigkeit aufwärts gezogen. Von dem Korbe am Oberhaupt, dessen Axe parallel zur geneigten Ebene liegt, gehen die beiden Seiltrümmer über 2 Paar 12′ hohe Seilscheiben nach den Enden der beiden gleichzeitig auf den beiden Schienengeleisen bewegten Wagen, wovon natürlich der eine aufwärts geht, während der andere hinabrollt. Die hinteren Enden der Wagen sind durch ein 1″ starkes Rückseil verbunden, welches um zwei 12′ hohe und eine dazwischen stehende 17′ hohe Seilscheibe im Unterwasser gelegt ist. Die Umänderung der Bewegungsrichtung wird durch eine Umkuppelung mit Stirnrädern bewirkt. Damit die Wagen im höchsten und tiefsten Stande horizontal stehen, sind die Räder mit zwei seitlichen niedrigeren Laufflächen versehen und neben den Hauptgeleisen höhere Nebengeleise angebracht, so daß die 4 hinteren Räder auf anderen Schienen laufen, als die vorderen. Auch sind die Wagen mit Bremsen versehen.

Koppin, der Memelstrom. — Hydrographische Beschreibung des Stromes auf preußischem Gebiete, welche zu den schon durch mehrere Bände der Zeitschrift für Bauwesen laufenden Nachrichten über die Ströme des preußischen Staates gehört.

Form, Fabrikation und Verhalten der Eisenbahnschienen. — Dieser Artikel führt die bezüglich obiger Punkte bei den wichtigern preußischen Bahnen gemachten Erfahrungen an und hat daher besonderes praktisches Interesse. Für die Fabrikation stellen die meisten Bahnen die Forderung, daß der Kopf der Schienen von hartem Feinkorneisen, der Fuß von zähem, sehnigem Eisen bestehen soll. Um eine gute Schweißung zu erzielen, muß die Decklage der Pakete stark sein und darauf eine Lage Brammen von mitteler Schweißhitze folgen. Das zu verwendende Eisen soll in Puddelöfen mit Luftcirkulation behandelt und dann unter Dampfhämmern gezängt und passend fortirt werden. Die Packete sollen dann ebenfalls unter schweren Dampfhämmern gestreckt, und ehe sie ausgewalzt werden, nochmals in den Schweißofen genommen werden. Ander Bahnen räumen wieder der Anfertigung aus einem nicht gemischten, gleichförmigen, nicht zu harten, aber gut gehämmerten Eisen den Vorzug ein, weil dabei ein vollkommeneres Verfrischen des Roheisens und eine bessere Schweißung möglich ist. Bezüglich der Form des Schienenkopfes wird mehrfach ein gradliniger Abschluß ohne Convexität gewünscht, theils weil es bei der jetzigen Form unmöglich ist, das Eisen des Kopfes beim Walzen kräftig zusammenzupressen, theils weil die Last der Fahrzeuge sich dabei über eine breitere Fläche vertheilt.

Ueber die Heizung der Locomotiven mit Steinkohlen, Braunkohlen und Torf und die Mittel zur Beseitigung des Qualmens. — Es werden die auf den verschiedenen preußischen Bahnen in dieser Beziehung gemachten Beobachtungen und angestellten Versuche referirt, auch Zeichnungen der versuchten Apparate gegeben.

Bendel, die Communicationen im Anthracitkohlenreviere Pennsylvaniens — Nach den Reisenotizen des Geh. Regierungsrathes Henz wird namentlich eine genauere Beschreibung der schon seit 1829 eröffneten merkwürdigen Mauch-Chunk-Bahn gegeben, welche ein mittleres Gefälle von 1:58 und eine schiefe Ebene (Mount-Pisgah) von 2322′ Länge und 662′ Höhe, (1:3,5) für die zurückgehenden leeren Wagen besitzt. Die Letztere wird durch eine stationäre Dampfmaschine bedient.

Schwedler, über das Eigengewicht eiserner Brücken. — Nach einem Vortrage des Herrn S. im Architektenvereine zu Berlin ist das Eigengewicht eiserner Brücken pro laufenden Fuß in Pfunden auszudrücken durch die Formel $p = a + bl$, worin a das Gewicht des Oberbaues, Belages und Geländers (200 bis 448 Pfd.) und dasjenige der eisernen Schwellenträger und Querverbindungen (60 bis 70 Pfd. — bei der directen Lage des Oberbaues auf den Hauptträgern, —

gepäck, welches meist auf dem Deck der Personenwagen untergebracht wird, muß man selbst sorgen. Die Postzüge, welche blos Wagen 1. Classe führen, und die Expreßzüge mit Wagen 1. und 2. Classe, fahren mit 60 engl. Meilen Geschwindigkeit und halten nur an den Hauptstationen; die gewöhnlichen Personenzüge mit Wagen 1. und 2. Classe halten an allen Stationen und fahren wie bei uns; die sog. government's oder parliamentary trains haben drei Wagenclassen, sind aber sehr unbequem. Das Wagenbegleitungspersonal ist gering, meist nur 1 Zugführer, der zugleich Bremser ist; Schaffner giebt es nicht. An den Personenwagen giebt es keine Bremse, sondern es werden besondere Bremswagen (gewöhnlich 2) beigegeben; Güterzüge haben nur 1 Bremswagen am Ende. Im Oberbau sind Stuhlschienen mit Querschwellen vorherrschend. Brückenschienen und Vignolesschienen liegen auf Langschwellen und sind durch Schrauben befestigt, die in eine unter der Schwelle liegende Mutter fassen. Die Stuhlschienen sind im Kopf und Fuß gleich und an den Stößen durch lange Laschen mit 4 Schrauben verbunden; die Stühle stehen auf kreosotirten Querschwellen. Die Schienen sind bis 24′ lang, 5″ hoch, 70 bis 80 Pfd. schwer und durch 7 Querschwellen gestützt. Bettung und Trainirung sind gut. Von Locomotiven kann man solche mit 1 Triebaxe unter dem Langkessel und der Hinteraxe hinter der Feuerbox, welche 25 Tons wiegen, bei engspurigen Bahnen und Inside-Cylindern 6 bis 6½′ hohe, bei Outside-Cylindern und bei den breitspurigen Bahnen aber 8′ und noch höhere Räder, 15- bis 16zöllige Cylinder mit 20 bis 22″ Hub, 10 bis 11′ lange Kessel mit 1000 □′ Heizfläche haben, meist mit 4 Rahmen versehen sind und für Schnellzüge und leichte Personenzüge verwendet werden; 2) solche mit 4 gekuppelten Triebrädern à 5½ bis 6′ Durchm. für schwerere Personenzüge, und 3) Güterzugmaschinen à 30 bis 35 Tons Gewicht mit 16- bis 18zölligen Cylindern und 24″ Hub unterscheiden, bei denen alle sechs, 4½ bis 5′ hohe Räder gekuppelt sind. Zum schnellen Fassen der Kohlen sind besondere Vorrichtungen angebracht. Des ruhigeren Ganges wegen hat man meist Maschinen mit innen liegenden Cylindern; die Dampfspannung ist 20 bis 30 Pfd. höher als bei uns, die äußere Feuerbüchse niedrig, die Aufhängung mit 6 unabhängigen Federn bewirkt, das Blasrohr nicht verstellbar, Stahl nur ausnahmsweise angewendet, die Kohlenfeuerung noch nicht so häufig, als bei uns. Mehrere englische Bahnen bauen selbst Locomotiven. Der Wagenpark ist weit unvollkommener als bei uns; die Wagen sind meist 4rädrig, mit 4 bis 5 Coupées dritter oder 3 Coupées erster Classe. Die Güterwagen sind meist offene. Die Stoß- und Zugfedern gehen nach der alten Construction über die ganze Breite des Wägens, Gummibuffer u. s. w. sind selten. Bei den Güterwagen und namentlich den Kohlenwagen fehlt oft der elastische Zugapparat. Die Güterwagen haben meistens noch C-Federn ohne Gehänge, die Personenwagen Riemenfedern. Die Bremsen bestehen meist aus 4 auf Stangen gleitenden Klötzen, die nur einseitig wirken und werden von einem Platze im Wagen selbst angezogen. Die Räder sind meistens nach Losh's Patent, auch vielfach aus Holz gefertigt; die Axen werden mit dicker Palmölschmiere geschmiert.

Eisenbahnbrücke über den Allier in der Eisenbahn von Moulins nach Montluçon. — 7 mittlere Oeffnungen à 40 Meter und 2 äußere à 18¼ Met. 2 continuirliche Blechträger von 337,5 Met. Länge, 2,812 Met. Höhe und 0,6 Met. Breite in den Gurtungen ruhen auf paarweise unter einander verbundenen gußeisernen Röhrenpfeilern von 2,5 Met. Durchmesser. Kosten pro lauf. Meter 3425 Francs.

Stösger, neuer Apparat zur Verbrennung des Rauches bei Locomotiven. — Nach Auseinandersetzung der einzelnen Bedingungen, welche zur Erzielung der rauchlosen Verbrennung von Steinkohle erforderlich sind, und ausführlicher Darlegung der Versuche, welche auf der Oberschlesischen Eisenbahn mit verschiedenen aus England und Frankreich empfohlenen Apparaten angestellt worden sind und diese Vorrichtungen als unbequem, unzureichend oder doch als in der Unterhaltung zu kostspielig nachweisen, beschreibt der Herr Verf. einen von ihm selbst construirten und nach den beigefügten Zeugnissen auf verschiedenen Bahnen als sehr zweckmäßig erkannten einfachen Apparat, welcher nur etwa 30 Thlr. kostet und dessen Unterhaltung sich nur auf 0,4 Pfg. pro Locomotivmeile beläuft. Derselbe besteht aus einem in der Mitte des Rostes angebrachten niedrigen Schornstein, in welchen von unten durch ein Rohr mit verstellbarer Oeffnungsweite Luft eintritt, die dann am oberen Ende durch einen darüber angebrachten schüsselförmigen Schirm auf die Kohlen herabgewiesen wird. Die Luft erhitzt sich theils in dem Zuführungsrohre, theils in dem aus leicht einwechselbaren Chamotteringen gebildeten Schornstein und mischt sich um so besser mit den Gasen, da sie ganz in der Mitte der Feuerbüchse eintritt. (Vergl. oben S. 53.)

Clauß, neuer Eisenbahnwagenbrems. — Bei der Befestigung der Bremsklötze an dem Wagenkasten muß natürlich das Spiel der Federn gestört und ein sehr unruhiger Gang erzeugt werden, auch wird dadurch eine schnelle Bremsung unmöglich gemacht. Bei der hier beschriebenen und durch mehrjährigen Betrieb als bewährt befundenen Bremseinrichtung ist deshalb die Aufhängung der Bremsklötze an Consolen bewirkt, welche an der Axbüchse angegossen sind, auch wird jedes Rad von zwei Bremsbacken gefaßt, um eine gleichförmigere Abnutzung zu erzielen, ferner ist eine selbstthätige Regulirung der Abstände dieser Backen von den Rädern angebracht und endlich zeigt der neue Brems, welcher für 4 Räder auf 185 Thlr. zu stehen kommt, eine Sperrvorrichtung, welche eine Schraube mit sehr starker Steigung (¾″) anzuwenden gestattet.

Wethered, über gemischten Dampf. — Nachdem sich herausgestellt hatte, daß der überhitzte Dampf zerstörend auf die Dampfcylinder und Kolbenliederungen wirke, hat man versucht, ein Mittelding von überhitztem und gewöhnlichem Dampfe zu verwenden, indem man einen Theil des im Kessel gebildeten Dampfes durch einen Ueberhitzer gehen ließ und dann wieder mit dem übrigen, nicht überhitzten Dampfe mischte, ehe man ihn in die Maschine treten ließ. Die Versuche haben bei Dampfschiffen sehr günstige Resultate ergeben, indem man 30 bis 50% an Brennmaterial, ⅛ an Speisewasser und ebensoviel an Einspritzwasser erspart haben will. Die Leistung dieses gemischten Dampfes soll sogar höher sein, als diejenige von ungemischtem überhitzten Dampfe. Die Mischung soll aus ca. 30% bis auf 260 bis 316° C. überhitztem Dampfe und 70% gewöhnlichem Dampfe bestehen, und besitzt dann eine Temperatur von 150 bis 230° C. (Versuche über diesen wichtigen Gegenstand sind höchst wünschenswerth, wenn sich auch voraussehen läßt, daß bei gut eingerichteten Kesselfeuerungen stationärer Maschinen damit lange nicht der Nutzen

Notizen.

Griggs's Locomotivräder. — Bei diesen Rädern ist der Kranz mit einer schwalbenschwanzförmigen Nuth gegossen, in welche Klötzchen von hartem Holze auf die hohe Kante eingetrieben werden. Der Tyre ist so abgedreht, daß er auf diesem Futter aufsitzt, und hierdurch soll ihm nach der American Railway Times so viel Elasticität mitgetheilt werden, daß seit der Anwendung dieser Räder bei den schwersten Locomotiven der Boston- und Providence-Eisenbahn sich ein um 52 Proc. niedriger Aufwand an Tyres herausstelle.

Röhrengründung bei der Brücke über den Savannahstrom in der Charleston-Savannah-Eisenbahn. — Diese Brücke wird in einer Entfernung von ca. 16 Meilen von letzterer Stadt gebaut und wird aus sechs festen Jöchern und einer Drehbrücke mit zusammen 900 Fuß Länge bestehen. Der in der Mitte 16′ tiefe Fluß besitzt an dieser Stelle 4 Meilen Geschwindigkeit pro Stunde und steigt bei der Fluth um 3 Fuß. Das Flußbett zeigt eine 20′ starke Sandlage, dann eine 2′ starke Geröllschicht und darunter eine feste Schicht von blauem Thon mit Sand. Die Pfeiler werden aus gußeisernen Röhren hergestellt, welche mittelst des pneumatischen Verfahrens versenkt werden. Sie bestehen aus je 2 Röhren, die Pfeiler der Drehbrücke aber aus 4 Röhren. Jede Röhre ist aus 9′ langen, außen 6′ starken Cylindern mit 2″ Metallstärke und 3″ breiten, inwendig vorspringenden Flanschen à 40 Schrauben zusammengesetzt. Die Röhren haben unten zugeschärfte Schuhe und werden zu Anfange in der Art versenkt, daß man mittelst einer Luftpumpe ein Vacuum darin herstellt und den Atmosphärendruck wirksam werden läßt. In einem Falle, wo die Röhre bei 36′ Länge 4′ tief im Boden stand, sank sie bei dieser Behandlung in 3 Minuten um 6′, gewöhnlich beträgt das Eindringen aber nur 1 bis 4 Fuß. Sind sie tiefer versenkt, so wird eine Luftschleuße darauf angebracht, in welcher sich ein Haspel befindet, und eine Entleerungsröhre, im Rohre hinabgeführt. Wird nun die Luft comprimirt, so entleert sich das Wasser mit sehr viel Sand durch dieselbe, wobei oft rund um die Röhre in einem Umkreise von 100′ Luftbläschen sichtbar werden. Ist die Röhre leer, so wird das Steigrohr abgebrochen und man läßt durch plötzliche Eröffnung eines Hahnes an demselben die comprimirte Luft entweichen, wobei die Röhre in Folge ihres Gewichtes sinkt. Bei der schon erwähnten Röhre betrug das Sinken in 2 Minuten 9′. Man senkt die Röhren auf diese Weise so weit, daß sie 3 bis 7 Fuß tief in den festen Schichten von Sand und Thon fußen. Schief gewordene Röhren hat man mit den stärksten Winden nicht wieder gerade zu ziehen vermocht, wenn man nicht gleichzeitig mit einem Holzstamme rammartig leichte Stöße gegen das obere Ende der Röhre ausübte. Die beim Ausströmen der comprimirten Luft durch das Steigrohr ausfließenden Sandmengen waren manchmal ganz erstaunlich, z. B. stieg in einem Falle, wo die Röhre bereits 21′ tief durch die Sandschicht und fast durch die ganze Gerölllage hindurchgegangen war, beim Abblasen der Sand inwendig 22′ hoch auf, obgleich die Röhre nur um 1′ sank. Auch ist ein Vorfall erwähnenswerth, wo das Steigrohr sprang, während Leute in der Röhre (bei 20′ Tiefe unter dem Wasserspiegel) beschäftigt waren. Man band schnell Kautschuk über den Sprung und ließ die Pumpen mit größter Geschwindigkeit arbeiten, wodurch das zudringende Wasser so weit zurückgehalten wurde, daß die Arbeiter entweichen konnten. Diese hatten im Moment des Sprunges ein kanonenschußartiges Geräusch vernommen und sich plötzlich in einem dichten schwarzen Nebel befunden. (Nach dem Journal of the Franklin Institute auf October 1861.)

Tresca, Versuche über die Festigkeit der asphaltirten Papierröhren. — Die Versuche wurden mit Röhren aus der Fabrik von Jaloureau zu Asnières angestellt. Der Druck wurde, wie das Septemberheft der Annales du Conservatoire auf 1861 ausführlicher beschreibt, durch eine hydraulische Presse ausgeübt und an einem offenen Manometer beobachtet. Nachstehendes Täfelchen giebt die Beobachtungsdata.

Weite Millim.	Wandstärke Millim.	Gewicht Kilogr.	Druck Atmosph.	Bemerkungen.
50	12,5	5,0	24	ein Wechsel geht aus.
80	12,5	9,1	15	desgleichen
100	17,5	16,3	15	ein Ring bricht
160	20,0	27,0	18	desgleichen.

Die Rohre waren 1,5 Meter lang und an den Enden mit schwachen etwas conisch geformten gußeisernen Flanschenringen versehen, welche die Verbindung solcher Rohre vermitteln. Wie die Tabelle zeigt, sind die letzteren Ringe zu schwach, die Papierrohre aber, welche bei der Probe ganz unversehrt geblieben sind, geeignet, einen sehr starken Druck auszuhalten. Die oben angegebenen Gewichte gelten für die Rohre ohne Verbindungsringe. Die relative Festigkeit dieser Rohre ist auch sehr bedeutend. Das 80 Millim. weite Rohr gab z. B. unter einer Belastung von 50 Kilo. in der Mitte (bei 1,5 Met. freier Länge) nur 20 Millim. Einbiegung, welche nach der Entlastung wieder auf 9 Millim. zurückging.

Erklärung.

Der Aufsatz über Schneidemühlen im ersten Hefte des „Civilingenieur" vom J. 1862 war der Redaction nicht zur Verfügung gestellt.

Kankelwitz.

Anmerkung der Redaction. Herr Kankelwitz hat uns den Separatabdruck seines Aufsatzes unter dem 23. März 1861 mit den Worten übersandt: „Sollten Sie geneigt sein, hieraus etwas für die Zeitschrift „der Civilingenieur" entnehmen, bitte ich, mir die betreffenden Stellen zu notiren, damit ich diese entsprechend für den Civilingenieur umarbeiten kann." Der geehrte Leser möge hiernach entscheiden, ob die unterzeichnete Redaction, nachdem sie unter dem 28. März desselben Jahres um eine derartige Bearbeitung gebeten hatte, hierauf aber ohne Antwort geblieben war, nicht zu der Annahme berechtigt gewesen sei, daß sie durch den in Heft 1 des 8. Bandes gegebenen Auszug den Wünschen des Herrn Einsenders um so mehr entgegenkommen werde, als sie Denselben hierdurch der Mühe der Selbstbearbeitung überhob; sie konnte mindestens nicht ahnen, daß Herr Kankelwitz inzwischen seine Bearbeitung für eine andere Zeitschrift bestimmt haben könne.

D. Red.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

bei der Durchsicht des ersten Heftes der Vorlegeblätter über dieses Unternehmen gefaßt und in d. Bl. Bd. VII, S. 41, ausgesprochen haben.

Ueberblick der verschiedenen Turbinentheorieen. Von Gustav Schmidt, k. k. Oberkunstmeister und Docent in Leoben. Separatabdruck aus dem Berg- und Hüttenmännischen Jahrbuche, XI. Band. Wien 1862. In Commission bei Tendler und Comp. (Carl Fromme.)

Ohne Zweifel ist es ein ebenso interessantes, als nützliches Unternehmen, die Theorieen zu vergleichen, welche von verschiedenen Meistern, namentlich Redtenbacher, Weisbach und Rittinger, über die Turbinen aufgestellt worden sind, da eine solche Zusammenstellung Gelegenheit giebt, sich mit leichter Mühe ein selbstständiges Urtheil zu bilden. Der Herr Verfasser behandelt mit besonderer Liebe die Rittinger'sche Theorie und giebt am Ende der kleinen Broschur zur Anwendung und Prüfung der vorgetragenen Theorie eine interessante Tabelle über 34 mit verschiedenen Turbinenconstructionen ausgeführte Versuche.

Skizzenbuch für den Ingenieur und Maschinenbauer. Eine Sammlung ausgeführter Maschinen, Fabrikanlagen, Feuerungen, eiserner Bauconstructionen, sowie anderer Gegenstände aus dem gesammten Gebiete des Ingenieurwesens. Bearbeitet und herausgegeben von F. K. H. Wiebe, Professor und ordentl. Lehrer der Maschinenkunde am Königl. Gewerbeinstitut und an der Königl. Bauakademie in Berlin, Ingenieur und Mühlenbaumeister. Heft XV bis XIX. Berlin 1861. Verlag von Ernst u. Korn. (Gropius'sche Buch- und Kunsthandlung.)

Heft XV enthält verschiedene Maschinen aus der Königl. Geschützgießerei zu Spandau, nämlich eine Geschütz-Drehbank, eine Hobelmaschine, eine Schildzapfen-Drehbank, eine Geschütz-Bohrmaschine und eine Verschraubmaschine. — Heft XVI die Bohrerwerkstatt dieser Geschützgießerei, den Laufkrahn derselben von 200 Ctr. Tragfähigkeit, die Probirmaschinen für die Materialien, die große Waage für absolutes und specifisches Gewicht der Geschützrohre und die Geschützbohrer. — Heft XVII und XVIII enthält Ausführungen der Borsig'schen Maschinenfabrik in Berlin und zwar das Tonnendach für die Dortmunder Hütte, das Dach für die Schmiede der Niederschles. Märkischen Centraleisenbahnwerkstatt, das Dach für den Speisesaal, die Locomotiv- und die Tenderwerkstatt des Borsig'schen Etablissements, dasjenige über den Otto'schen Circus in Berlin und ein Dach über einen Lichthof. — Heft XIX bringt ebenfalls Zeichnungen von Ausführungen der Borsig'schen Anstalt in Berlin, nämlich die Puddel- und Walzwerksanlage des Herrn Arppe zu Wartzila in Finnland, und zwar einen Grundriß, die Dachconstruction (Tonnendach), die Walzwerke sammt Fundamenten und Kuppelung und eine doppelte Kreissäge.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. 1861. Band V. Heft 7—12.

Hänel, verbesserte Turbinenconstruction. — Bei Gelegenheit des Entwurfes von Motoren für die Rothenburger Hütte unterwarf Herr Hänel die Turbinen, deren Anwendung hier vorzugsweise geboten war, da die Motoren bei 3 bis 6′ Gefälle eine constante Kraft von 12 bis 15 Pferdekräften mit mindestens 60 Proc. Wirkungsgrad leisten sollten und dabei ihre Geschwindigkeit nicht wesentlich ändern durften, einem eingehenden Studium, dessen Ergebnisse hier niedergelegt sind und zu wichtigen Verbesserungen in der Construction dieser Motoren führten. Die Reactions- und die Druckturbinen stehen sich im Allgemeinen in der Leistung gleich; Erstere besitzen den Vorzug, daß ihr Wirkungsgrad durch Stauwasser nicht wesentlich beeinträchtigt wird, Letztere den Vorzug, daß ihr Wirkungsgrad bei veränderlichen Aufschlagsmengen weniger herabgezogen wird, als bei den Reactionsturbinen, und es ging daher das Streben des Herrn H. dahin, eine Turbine zu construiren, welche die beiderseitigen Vorzüge möglichst vereinigte. Soll nun eine Reactionsturbine mit veränderlichen Aufschlagmengen gleich vortheilhaft arbeiten können, so muß die Regulirungsvorrichtung so eingerichtet sein, daß der continuirliche Zusammenhang zwischen dem Wasser im Leitschaufelapparate und im Rade nicht aufhört, und dem Wasser keine nachtheiligen Querschnitts- oder Geschwindigkeitsveränderungen zugemuthet werden. Die Etagenräder Fourneyron's und die getheilten Kränze der Jonvalräder genügen zwar annähernd diesen Ansprüchen, sind aber in praktischer Beziehung mit mancher Unvollkommenheit behaftet, und somit scheint das Princip der Reactionsturbine keiner solchen Verbesserung fähig zu sein. Bei den Druckturbinen läßt sich ohne Schwierigkeit eine zweckmäßige Regulirungsvorrichtung herstellen, aber sie können nur dann unbeschadet im Unterwasser gehen, wenn man sie mit der künstlichen hydropneumatischen Vorrichtung Girard's versieht und zwar aus dem Grunde, weil die Radcanäle dieser Turbinen nicht stetig an Querschnitt abnehmen, darin vielmehr Luftsäcke abgeschnitten werden, welche zu Wirbelbildungen Anlaß geben. Es ist aber möglich, diese Canäle so zu construiren, daß die Querschnitte in demselben Verhältnisse abnehmen, in welchem die Geschwindigkeiten wachsen, wenn man nämlich die Schaufeln auf der hinteren Seite mit Rückschaufeln versieht, welche die Vorderwand des nächstfolgenden Canales bilden. (Dieselbe Construction hatte übrigens Herr Sectionsrath Rittinger in seinen „Rohrturbinen" schon früher vorgeschlagen.) Diese Einrichtung hat denn Herr Hänel mit gutem Erfolg bei den Rothenburger Turbinen angewendet, indem innerhalb weiter Grenzen der Wirkungsgrad weder bei partieller Beaufschlagung, noch beim Gange unter Wasser wesentlich verändert wurde und ca. 67 Proc. betrug. Diese Turbinen sind nach der Fontaine'schen Construction mit aufgehangener Welle gebaut und der Schützenapparat besteht in einem sich auf der Oberfläche des Leitschaufelapparates abwickelnden Guttaperchastreifen. Uebrigens ist diese Abhandlung auch noch durch kritische Bemerkungen über neuere Versuche und Theorieen schätzenswerth.

Notizen über ein Tangentialrad. — Das hier dargestellte Tangentialrad treibt in Graupen bei Töplitz ein

Naßpochwerk mit 12 Stempeln, welche bei 220 Pfd. Gewicht pro Minute 42 Anhübe à 18" Hub machen, und soll bei 200 Umdrehungen pro Minute 72,3 Proc. Nutzeffect geben. Dieser Nutzeffect ist aber nur unsicher bestimmt, indem zur Bestimmung der Wassermenge die Geschwindigkeit im Stromstriche und die Prony'sche Reductionsformel angewendet wurde. Dagegen zeigen die Versuche sehr gut, daß die Leistung der Zahl der geöffneten Leitschaufeln, also der Aufschlagsmenge, ziemlich proportional, der Wirkungsgrad also ein ziemlich constanter ist. In constructiver Beziehung ist dieses Tangentialrad sehr hübsch eingerichtet.

Beobachtungen über die Temperatur der Dämpfe kochender Salzlösungen von Magnus — haben bewiesen, daß die Dämpfe eine höhere Temperatur als 100° C. besitzen (also nicht dem Rudberg'schen Gesetze folgen), aber eine etwas niedrigere als die Lösungen.

Friedrich, die Fabrikation von Braunkohlen-Preßsteinen auf Von der Heydt-Grube bei Halle. — Ehe klare Braunkohle in Ziegelform gepreßt werden kann, muß sie getrocknet werden, was theils an der Luft geschieht, indem man sie in 1 bis $1\frac{1}{2}$" hohen Schichten ausbreitet, und öfters mit Wendeharken durchzieht, theils in einer besonderen Darre, welche aus einer von unten geheizten und mit Chamotteplatten abgedeckten Ablagerungsfläche besteht. Dieses Trocknen darf nur bei mäßiger Temperatur vorgenommen werden und verflüchtigt so viel Wasser, daß die Tonne trockene Kohle 312 Pfd. wiegt, während sie grubenfeucht im Durchschnitt 347 Pfd. Gewicht besitzt. Dann wird die Kohle zwischen glatten Walzen zerkleinert, aber nicht fein gemahlen, und durch ein Becherwerk in einen Erwärmungsofen gehoben, da sie nur bei einer nicht unter 40° und nicht über 60° R. betragenden Temperatur gute Preßsteine liefert. In diesem Ofen liegen $25\frac{1}{2}$' lange, unter $\frac{1}{20}$ geneigte, halbcylindrische gußeiserne Schalen, welche nach Art der Dampfkessel eingemauert und von Flammenzügen bestrichen sind, und in diesen Schalen befinden sich Rührwerke, durch welche die Kohle in 20 bis 25 Minuten vom oberen nach dem unteren Ende fortbewegt wird. Von hier gelangt die Kohle in die Presse, welche nach Art der Exter'schen Torfpresse eingerichtet ist und aus einer durch Gußstahlplatten gebildeten kastenartigen Form besteht, in welcher sich ein durch eine Dampfmaschine getriebener nicht dicht schließender Kolben bewegt. Am vorderen Ende dieses Kastens befindet sich die Oeffnung zum Füllen und als Boden, gegen welchen die Ziegel gepreßt werden, dienen die bereits fertigen und noch nicht aus der Presse herausgedrückten Steine, welche eine Art zusammenhängende Wurst bilden. Die Steine sind deshalb an den Endflächen nicht so glatt, als am Umfange; sie sind 6" lang, $3\frac{1}{8}$" breit und $1\frac{1}{12}$ bis $1\frac{1}{8}$" stark. Sie besitzen das specifische Gewicht 1,136 und wiegen durchschnittlich 22,88 Loth, und aus 1 Tonne Kohle werden $343\frac{1}{2}$ Preßsteine im Gewicht von 262 Pfd. erhalten. In 12 Stunden wurden 60 Tonnen Kohle verarbeitet und dabei 25 Tonnen unter dem Dampfkessel, sowie $3\frac{1}{2}$ Tonnen Preßsteinstücke unter dem Backofen verfeuert.

Bremsversuche mit Fourneyron'schen Turbinen. — Die Versuche beziehen sich auf 2 Turbinen zu Malapane, deren bereits in d. Bl. Bd. VI, Seite 108, gedacht wurde, können aber nicht viel beweisen, da die Wassereinführung unvollkommen war, und da neben den Bremsversuchen keine Wassermessungen veranstaltet worden sind. Wir heben jedoch hervor, daß auch hier der günstigste Effect bei einer Umdrehungszahl beobachtet wurde, welche ungefähr halb so groß war, als diejenige beim Leergange.

Ueber William's Theorie der Erwärmung der Flüssigkeiten. — Williams hat eine neue Ansicht über das Siedephänomen aufgestellt, welche auf der jederzeit stattfindenden Bildung von Dampf und auf der Diffusion des in der Flüssigkeit vorhandenen Dampfes beruht. Dieser Dampf wird als der Träger der Wärme angesehen, während die Wasseratome (das erhitzte Wasser wird als ein Gemisch von Dampf- und Wasseratomen angesehen) immer die Temperatur von 0° behalten; hat Wasser mehr Dampf gelöst, als es bei der vorhandenen Temperatur enthalten kann, so kocht es, werden Dämpfe condensirt, so absorbirt das heiße Wasser die Dämpfe in derselben Weise, wie es Kohlensäuredämpfe absorbirt. Ist in dem Wasser eines Kessels Dampf von sehr hoher Spannung enthalten und das Sicherheitsventil öffnet sich, so erfolgt in Folge der Verminderung des auf der Wasseroberfläche lastenden Druckes eine plötzliche Ausdehnung dieses Dampfes, welche manche Explosionen erklärte. Gegen diese sehr hypothetischen Ansichten wird angeführt, daß sie durchaus nicht erklären würden, warum 1 Pfd. Dampf von 100° im Stande sei, $5\frac{1}{2}$ Pfd. Wasser auf 100° zu erwärmen, ferner warum Dämpfe von 100° eine Kochsalzlösung weit über 100° zu erwärmen vermögen, endlich warum sich gewisse Flüssigkeiten, z. B. fette Oele, auf 100° erhitzen lassen, ohne Dämpfe zu geben. Die Erklärung der Explosionen ist nicht als richtig anzuerkennen, weil ja aus dem Wasser nur so lange Dampf entweichen kann, als die Spannung der Dämpfe über dem Wasser noch nicht die Anfangsspannung erreicht hat.

Helmholtz, Umsteuerungsvorrichtung mit variabler Expansion. — Mittelst eines einzigen Excentrics giebt die Steuerung die Möglichkeit des Umsteuerns und der Verstellung des Expansionsgrades. An dem lose auf der Schwungradwelle sitzenden Excentric ist nämlich ein conisches Rad angegossen, welches in ein anderes conisches Rad greift, dessen Axe normal zur Schwungradwelle steht und die Fortsetzung des Steuerhebels ist. Da dieses zweite Rad von einem auf der Schwungradwelle aufgekeilten conischen Rade (von gleicher Größe mit dem am Excenter sitzenden Rade) getrieben wird, so rotirt das Excenter in entgegengesetzter Richtung von der Schwungradwelle. Der Steuerhebel dreht sich um die letztere Welle, und wenn man ihn um 90° minus Voreilungswinkel dreht, so tritt das Excenter in die Stellung für den Rückwärtsgang, bei Zwischenstellungen des Hebels erfolgt mehr oder weniger Expansion u. s. w. Für schwächere Maschinen scheint diese einfache Vorrichtung ganz brauchbar, wenn sie auch keineswegs vollkommen ist.

Schwimmerapparat für Dampfkessel. — Dieser Apparat giebt sowohl bei zu niedrigem, als bei zu hohem Wasserstande und bei zu hoher Dampfspannung ein Signal und besteht aus einem in gewöhnlicher Weise mit einem einarmigen Hebel belasteten Sicherheitsventil mit Signalpfeife und einem darüber liegenden zweiarmigen Hebel, dessen kurzer Arm mit dem ersten Hebel verbunden ist. Der Draht des Schwimmers endigt aber in einem Bügel, in welchem die beiden Hebel hineinragen. Sinkt der Schwimmer, so zieht der Bügel den oberen Hebel nieder und öffnet das Ventil, steigt derselbe aber, so hebt der Bügel den unteren Hebel auf, so daß sich das Ventil wieder öffnet. Zu haben bei Chr. Kanz und Westmeyer in St. Johann-Saarbrücken für 9 Thlr.

Schmierhahn für Dampfcylinder. — Mit diesem Hahne kann während des Ganges geschmiert werden. Er besteht aus einem in der Axe des Oelungsloches liegenden Hahne mit einer axialen Bohrung, läßt sich aber ohne Zeichnung nicht wohl beschreiben. Zu haben bei den vorstehend genannten Fabrikanten für $7^2/_3$ Thlr.

Controle-Probirhahn. — Aus derselben Anstalt gehen noch Probirhähne hervor, welche mit Vortheil die gewöhnlichen Hähne dieser Art ersetzen. Sie bestehen aus einer Röhre mit Hahn, welche durch Zahnstange und Getriebe beliebig gesenkt und gehoben werden kann und einer daneben befindlichen Eintheilung, welche über den Stand des unteren Röhrenendes Aufschluß giebt.

Becker, Zapfenlagermetalle. — Ein in England zu Lagerpfannen für sehr schnell gehende Zapfen, zu Excenterringen u. s. w. sehr häufig verwendetes, leicht schmelzendes weißes Metall besteht aus 76,14 Zink, 17,47 Zinn, 5,60 Kupfer und Spuren von Blei.

Schwanke, fahrbarer Bahnhofskrahn. — Bei dieser Construction liegt die hauptsächlichste Eigenthümlichkeit darin, daß der blecherne Ausleger nicht um eine Säule drehbar ist, sondern auf eine horizontale gußeiserne Scheibe geschraubt ist, welche sich zwischen conischen Walzen dreht.

Mac Naught's Oelprober. — Die hier gegebene Abbildung zeigt eine durch L. Polborn in Berlin für 30 Thlr. zu beziehende Construction dieses von uns in d. Bl. schon auf S. 24 beschriebenen nützlichen Instrumentes, welche durch Herrn Ingenieur Duske angegeben worden ist.

Schürmann, Frictionskuppelung. — Diese Vorrichtung soll dazu dienen, das bei Hobelmaschinen am Ende des Weges des Schlittens nothwendig werdende Verschieben des Treibriemens auf die Seite zu ersparen. Auf der Welle sitzt eine mittlere feste Scheibe und daneben zwei lose Riemenscheiben, wovon die eine einen offenen, die andere einen gekreuzten Riemen aufnimmt. Auf der inneren Seite der Kränze dieser Scheiben sind Nuthen eingedreht, in denen Bremsgurte liegen, während auf der inneren Seite der festen Scheibe eine Axe mit zwei fest daran sitzenden, an den Enden keilförmig gestalteten kurzen Hebeln und einem rechtwinkelig dazu stehenden längeren Arme angebracht ist. Das eine Ende der Bremsgurte wird durch Zapfen festgehalten, das andere Ende ist aber mit einem keilförmigen Ansatze versehen, der so gestaltet ist, daß der Gurt in die Nuth der losen Scheiben gepreßt wird, wenn die erwähnten keilförmigen Hebel gegen diese Nasen treffen. Natürlich wird allemal nur der eine oder der andere Bremsgurt angedrückt. Das Andrücken der kurzen Hebel erfolgt aber durch die seitliche Verschiebung des langen Armes an ihrer Axe und deshalb ist die Welle der Scheiben in der Axe gebohrt und mit einem Schlitze für den langen Arm versehen. In der Welle liegt eine Schubstange, welche mit dem Ende des langen Armes verbunden ist und durch ein Gewicht angedrückt wird. Dieses Gewicht aber ist an einem Hebel befestigt, der nach der einen oder anderen Seite gelegt werden kann, also erzielt man durch Umlegen dieses Gewichtes die Kuppelung der linken oder rechten Riemenscheibe.

Autenheimer, Steifigkeit der Treibriemen. — Die Arbeit, welche durch die Steifheit der Treibriemen absorbirt wird, verhält sich zu der übertragenen Arbeit wie $\frac{\varepsilon h^2}{24 p}\left(\frac{1}{R^2}+\frac{1}{R_1{}^2}\right)$: 1, wenn ε den Elasticitätsmodulus (700 bis 1200 Kil. pro Quadratcentimeter), h die Dicke, p die übertragene Kraft pro Einheit des Querschnittes, R und R_1 die Riemenscheibenhalbmesser in Cent. bedeutet, und es geht hiernach durchschnittlich durch die Steifigkeit nicht über 1 Proc. an Arbeit verloren.

Woolwicher Versuche über die Dichtigkeit und Festigkeit des Gußeisens. — Die Dichtigkeit variirte von 6,822 bis 7,343, der Festigkeitsmodul gegen Zerreißen pro Quadratzoll von 9417 bis 34279 Pfd., derjenige gegen Zerbrechen von 2586 bis 11321 Pfd., derjenige gegen Torsion von 3705 bis 9773 Pfd. und derjenige gegen Zerdrücken von 41563 bis 140056 Pfd. Als Mittelwerthe für englische Gußeisensorten kann man resp. 23257, 7302, 6056 und 91061 Pfd. ansetzen, für die Dichtigkeit aber 7,14.

Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover. Bd. VII. Jahrgang 1861. Heft 3 und 4.

Köpken, Project einer steifen Hängebrücke. — Wenn man sich an Stelle einer Brücke zwei steife Balken an den Enden in Charnieren aufgehangen und in der Mitte des Brückenfeldes durch ein Charnier verbunden denkt, so werden dieselben eine Hängekette bezüglich der Tragfähigkeit ersetzen und überdies durch ihre Steifheit dem Schwanken durch zufällige Belastungen vorbeugen. Hierauf beruht das System des Herrn K., welches hier ausführlich vorgetragen und durch Beispiele erläutert wird; dasselbe dürfte mit wesentlicher Materialersparung verbunden und für Eisenbahnbrücken geeignet sein.

Oppermann, Steinsprengungen mittelst Schießbaumwolle. — In Oesterreich sind bekanntlich seit mehreren Jahren gelungene Sprengarbeiten mit Schießbaumwolle ausgeführt worden, wozu man sich hohler Cylinder von Wollfäden bedient, die über die unten umgebogene Zündschnur geschoben und so in das Loch eingeführt werden, nachdem die eigentliche Zündpatrone mit den Leitungsdrähten zuerst in's Tiefste gebracht und der Raum neben der Letzteren mit Sägespänen ausgefüllt worden ist. Auf die Wollcylinder kommt ein Werg- oder Papierpfropf, dann eine ca. 2″ hohe Schicht Sand und nun erst der eigentliche Besatz aus Lehm mit Ziegel- und Steinstückchen. Das gleiche Gewicht Schießbaumwolle soll $1^1/_3$ mal so viel leisten, als Pulver und bezüglich der Kosten hat man $48^1/_2$ Proc. Gewinn gemacht.

Göring, hölzerne Brücken der hannov. Eisenbahnen. — Notizen über die Constructionsweise und die Dimensionen von 16 Brücken dieser Bahnen.

Tolle, Stauschleuße in der Vechte bei Nordhorn. — Beschreibung und Zeichnung einer 62′ weiten hölzernen Stauschleuße mit 4 Oeffnungen, wovon die beiden äußeren $12^1/_2$ und 15′ weiten Fächer zum Durchlassen der Schiffe eingerichtet sind. Zum Verschluß dienen Dammbalken, in dem Schiffsdurchlasse aber auch Nadeln.

Meyer, Gitterbrücke über die Vechte bei Nordhorn. — Beschreibung und Zeichnung einer 57′ weiten, 20′ breiten Chausseebrücke mit eisernem Oberbau, der aus zwei nach dem Town'schen System construirten, $62^1/_2$′ langen und

6′ hohen Hauptlangträgern mit unter 45° liegenden Gitterstäben, sechs 20′ langen, 1′ 8″ hohen Blechbalkenquerträgern und 5 darauf liegenden 12″ hohen mittleren Langträgern besteht und 804 Pfd. alt. hann. Gew. pro laufenden Fuß wiegt. Die Fahrbahn wird durch einen Bohlenbelag gebildet und die Trottoirs liegen noch innerhalb der Hauptträger, welche zugleich das Brückengeländer vertreten.

Wittstein, Theorie des Amsler'schen Planimeters. — Dieser Aufsatz giebt eine sehr klare Anschauung von der Wirkungsweise dieses Instrumentes und Fingerzeige zum richtigen Gebrauche. (Vergl. Civilingenieur, Band IV.)

Söhlke, über Klinkerfabrikation und Klinkerbahnenanlagen in der Landdrostei Osnabrück. — Für eine 10′ breite Fahrbahn sind pro Ruthe Länge 1000 Stück Klinker erforderlich und nach Erfahrungen im Oldenburgischen kann man für eine solche Straße eine 20jährige Dauer annehmen, in welchem Falle sie dann 40 Proc. billiger als Steinschlagbahn sein würde, wenn der Kasten (16 Cbf.) rohe Pflastersteine 2 Thlr. kostet.

Notizen über Reibungsversuche. — Nach Versuchen von Haswell, welche mit einem solchen Drucke angestellt wurden, daß eine kleine Schicht Schmiere zwischen den Reibungsflächen bleiben konnte, ist bei Holz auf Holz Talg ein günstigeres Schmiermittel als Schweineschmalz, bei Metall auf Holz Schweineschmalz das beste, bei Metall auf Metall Talg das beste Schmiermittel. Nach Rennie steigt der Reibungscoefficient für Gußeisen auf Schmiedeeisen bei Zunahme der Pressung von 125 auf 523 Pfd. pro Quadratzoll von 0,14 auf 0,41, für Schmiedeeisen auf Schmiedeeisen von 0,174 bei 125 Pfd. Druck auf 0,434 bei 710 Pfd. Druck, für Stahl auf Gußeisen von 0,166 bei 125 Pfd. Druck auf 0,473 bei 672 Pfd. Druck, für Messing auf Gußeisen von 0,157 bei 125 Pfd. Druck auf 0,273 bei 820 Pfd. Druck pro Quadratzoll.

Bokelberg, Nutzwerth verschiedener Wegbaumaterialien. — 1 Cbf. Basalt von 20000 Pfd. Festigkeit pro Quadratzoll ersetzt 1,34 Cbf. Basalt von nur 16000 Pfd., oder 2,15 Cbf. kieselige Grauwacke von 12000 Pfd., oder 3,00 Cbf. kieseligen Korallenkalk von 10000 Pfd., oder 5 Cbf. Muschelkalk von 8000 Pfd., oder 7 bis 8 Cbf. Sandstein von 7000 Pfd., oder 9 bis 11 Cbf. Kreidekalk von 6000 Pfd. Festigkeit pro Quadratzoll.

Meyer, die Wölbung der Gerdaubrücke bei Uelzen. — Zur Ersetzung des hölzernen Oberbaues dieser Brücke wurden zwischen die Pfeiler Gewölbe eingespannt, wobei man, um den Betrieb nicht zu stören, erst den Verkehr auf der einen Brückenhälfte einstellte und dort die Gewölbe schlug, dann das Gleis umlegte und die zweite Brückenhälfte unterwölbte. Die Gewölbe haben 52′ Spannweite und 20′ Pfeilhöhe bei 26′ 11″ Radius, weshalb erst eine Kämpferschicht in den Pfeilern hergestellt werden mußte. Die Lehrgerüste wurden aus einem horizontalen Balken und fünf fast radialgerichteten Streben gebildet und standen mittelst Sandtöpfen auf Pfählen, welche in der Mitte der Brückenöffnungen eingerammt waren. Das Ausrüsten mit diesen Sandtöpfen ging sehr gut und letztere wurden mit $6^2/_3$ Thlr. pro Stück hergestellt. Die Abhandlung enthält noch vielerlei Beobachtungen über Senkungen und Risse und Notizen über die Baukosten.

Rziha, über Sprengpulver. — Der Herr Verfasser beweist, daß alle Versuche, Ersatzmittel für das Sprengpulver zu finden, bis jetzt mißlungen seien, und zweifelt selbst an der Anwendbarkeit der Schießbaumwolle, spricht dann die Ansicht aus, daß kein Sprengpulver ohne Rauchentwickelung denkbar sei, daß aber die dadurch hervorgebrachte Verunreinigung der Luft die Ausführung eines Tunnels nicht unmöglich machen könne.

Schaaf, die neueren Hafenbauten zu Hâvre. — Beschreibung und technische Notizen über die neueren schönen Anlagen in diesem Hafen, begleitet von 3 Tafeln.

Ritter, Berechnung eiserner Dach- und Brückenconstructionen. — Bei diesen Berechnungen ist die einfache Methode der statischen Momente angewendet, indem nämlich, z. B. durch ein Dachgespärr, ein Schnitt gelegt wird, welcher womöglich nur 3 Stangen trifft, deren Spannungen sich nun dadurch ergeben, daß man zur Bestimmung der einen Kraft den Durchschnittspunkt der beiden anderen Kräfte als Drehpunkt ansieht und die Hebelarme aus der Zeichnung abnimmt. Die Beispiele betreffen eine Dachconstruction und verschiedene Brückenträgerconstructionen und sind sehr instructiv. Man ersieht bei dieser Methode sogleich, welche Belastungen auf Verminderung oder Vermehrung hinwirken, und kann also leicht das Maximum oder Minimum finden.

Rühlmann, der Mont-Cenis-Tunnel. — Die projectirte Bahn über den Mont-Cenis wird von Susa weg Chaumont, Exelles, Salbeltrand und Oulx im Dorathale berühren und dann an der Tabor-Dora hinauf nach Bardonnèche bis zu 1335 Metern über dem Meeresspiegel aufsteigen, tritt hier in den 12220 Meter langen Tunnel ein und verläßt denselben vor Modane bei 1203 Metern Meereshöhe, um bei Modane, Fourneau, Frenev, Ovelle vorbei am Arc nach S. Jean de Maurienne hinabzusteigen. Der Tunnel hat auf der italienischen Seite 0,5, auf der französischen 23 pro Mille Fall und liegt an der höchsten Stelle 1338,43 Meter über der See, aber 1610 Meter unter dem Gipfel des Gebirges (eigentlich nicht der Mont-Cenis, sondern der Col de Frejus). Das Querprofil ist ein elliptischer Bogen von 6,64 Met. Höhe und 5,3 Met. größter Weite, bei 3,89 Met. Weite an der Sohle. Das Gestein ist schieferiger Kalkstein, welcher an den Tunnelmündungen nicht ohne Mauerung steht. Man treibt einen Richtstollen von 2,4 Meter Höhe und Weite, wobei man sich, wie wir bereits früher berichtet haben, besonderer Bohrmaschinen bedient, und gewinnt das übrige Profil auf die gewöhnliche Weise.

Funk, über Trennungsbahnhöfe. — Bahnhöfe, auf welchen sich von einer durchgehenden Bahn eine oder zwei Bahnen abzweigen, werden entweder so gebaut, daß an dem Hauptgebäude auf der Stadtseite ein sehr langer Perron angebracht ist, vor welchem alle Züge auf demselben Gleise vorfahren, oder so, daß außer dem Perron am Hauptgebäude ein damit paralleler Perron zwischen den Gleisen eingerichtet ist, oder so, daß das Hauptgebäude in dem Winkel zwischen dem Haupt- und dem Zweiggleise steht und die Perrons sich an diesen Gleisen hinziehen, oder endlich so, daß das Hauptgebäude auf einem breiten Perron zwischen den zwei Gleisen steht. Die erste Anordnung verlangt lange Perrons und nöthigt die Reisenden zu weiten Wegen, weshalb sie nur da anwendbar ist, wo längere Aufenthalte stattfinden, auch erfordert das An- und Abfahren große Vorsicht und Präcision. Die zweite Disposition hat den Uebelstand, daß die Reisenden

und Packereien, welche von einem Zuge auf den anderen übergehen, das Schienengleis überschreiten müssen, so daß der Transport des Eilgutes unbequem ist. Bei dem dritten System ist dies vermieden, aber die kreuzenden Züge der durchgehenden Bahn müssen auf demselben Gleise an eine der Perronseiten anfahren und das Uebergehen der Züge und Wagen ist zeitraubend, weil sie zurückgeschoben werden müssen. Das vierte System endlich bringt es mit sich, daß die Reisenden aus dem Nachbarorte über die Schienen schreiten müssen, und verlangt breite Perrons. Dasselbe ist in Hannover vorzugsweise angewendet und unsere Quelle bringt Zeichnungen und Beschreibung des nach diesem Principe sehr gut und vortheilhaft eingerichteten Bahnhofes zu Nordstemmen.

Samman, über gußstählerne Radreifen für Locomotiven und Eisenbahnfahrzeuge. — Erfahrungen, welche auf den unter Verwaltung der Königl. Preuß. Direction der Oberschlesischen Eisenbahn stehenden Eisenbahnen mit Bandagen von Gußstahl gegenüber den Radreifen von Feinkorneisen und Puddelstahl gemacht worden sind.

Differentialflaschenzug von Ransome & Comp. — In der oberen feststehenden Flasche befinden sich zwei auf derselben Axe reitende Rollen von verschiedenem Durchmesser, in der unteren Flasche blos eine Rolle. Als Seil dient eine Kette ohne Ende, welche erst über die große Rolle der oberen Flasche, dann unter der Rolle der unteren Flasche hinweg über die kleine Rolle der oberen Flasche gelegt ist und an beiden Enden, die unter sich verbunden sind, gezogen werden kann. Bei jedem Umgange der oberen Rollen steigt die untere Rolle um die halbe Differenz der Umfänge der oberen Rollen, so daß man also mit geringer Kraft sehr große Lasten heben kann; dabei hat dieses Hebezeug noch den Vortheil, daß die Last schweben bleibt oder doch nur sehr langsam niedergeht, wenn die Kraft aufhört. Zum Aufziehen wirkt die Kraft an dem über die große Rolle, zum Sinken an dem über die kleine Rolle der oberen Flasche gelegten Kettenende.

Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1861. XIII. Jahrg. Heft 7—12.

Riener, Explosion der Locomotive Nr. 645 auf der südlichen Staatsbahn bei Laibach. — Die in Rede stehende Locomotive war nach Engerth's System mit Wasserreservoirs zu beiden Seiten des Kessels, 6 gekuppelten Triebrädern und 4 Laufrädern unter dem Tendergestell gebaut und die Explosion zeichnete sich dadurch aus, daß das Lauf- und Treibwerk der Maschine sammt Wasserreservoirs fast unversehrt auf der Bahn stehen blieb, während der über 200 Ctr. schwere Kessel senkrecht in die Höhe geschleudert wurde und in einem hohen Bogen über die Telegraphendrähte hinweg 79 Kl. weit flog, dort nach dem Aufsturz nochmals in die Höhe sprang und über einen 10′ hohen Brunnen hinweg noch 18 Kl. weiter geschleudert wurde. Ursache der Explosion ist Wassermangel gewesen.

Benutzung von Fluth-Turbinen zu Arbeiten beim Wasser- und Grundbau. — Es werden verschiedene Vorrichtungen angegeben, durch welche Fluth und Ebbe des Meeres zum Betrieb von Turbinen dienstbar gemacht werden können. Sie beruhen darauf, daß das Fluthwasser durch selbstthätige Klappen auf die Turbine gelassen wird, durch welche es hindurchgeht und nach einem landwärts gelegenen geschlossenen Bassin abfließt. Wenn der Wasserstand in Letzterem gleich demjenigen des Meeres geworden ist (beim Ebbezustande), dann läuft das Wasser aus dem Bassin zurück ins Meer. Natürlich sind Regulirungsvorrichtungen nöthig, welche dazu dienen, den Niveauunterschied zwischen dem Wasserstande im Meere und im Bassin ziemlich constant zu erhalten, mag das Wasser aus Ersterem in das Letztere oder umgekehrt strömen.

Pilarski, Neigungsmesser. — Zum Abnehmen von Profilen empfiehlt sich dieses billige (bei Perfler in Wien, Landstraße, Pfarrgasse 311, für 8 fl. zu beziehende) und in einem Etui bequem in der Tasche zu tragende Instrument, welches aus einem eingetheilten Gradbogen von 180° Ausdehnung, der senkrecht auf einem horizontalen Lineal steht, und einer Röhrenlibelle, die im Mittelpunkte des Gradbogens um ihre Queraxe spielt und mit einer Zunge wie ein Waagebalken versehen ist, besteht. Setzt man das Instrument mit dem Lineal auf eine Böschung auf, so zeigt die Zunge am Gradbogen die Neigung an.

Langer, über die natürlichste Versteifung von Kettenbrücken. — Denkt man sich eine gewöhnliche Kettenbrücke mit zwei gleichen Oeffnungen und schneidet die Ketten in der Mitte dieser Oeffnungen durch, so wird das System über dem Mittelpfeiler im Gleichgewicht bleiben, wenn an Stelle der Brückenbahn ein steifer Balken (ein Stemmband) eingeschaltet wird, und hierauf begründet sich ein steifes Brückensystem.

Winiwarter, Ventilation geschlossener Räume. — Jede Ventilation besteht in der Zuführung frischer Luft und in der gleichzeitigen Abführung der verdorbenen Luft, wozu für Stuben und Wirthschaftsräume Canäle nach Art der russischen Essen angebracht werden sollen. Derjenige für die frische Luft soll unten, der andere oben im Zimmer sich öffnen, und um in Letzterem Zug zu erzeugen, soll er durch eine darin brennende Argand'sche Lampe oder einen Gasbrenner geheizt werden.

Hoffmann, die Kosten der Erd- und Felsbewegungsarbeiten. — (Fortsetz. des Refer. von S. 21.) Werden die vierräderigen Bahnwagen durch Pferde gezogen, so ist für Knecht und Pferd $f = 3{,}78$ t, $m = 9$ Stunden, $n = 4800$ Pfd., $c = 4000$ Kl. pro Stunde und $v = 0{,}66$ Stunde anzusetzen, und es ergiebt sich die Grenze, wo die Pferdekraft billiger wird, als die Menschenkraft bei $w = 1320$ Kl. — Bei dem Kahntransport auf Flüssen per Menschenhände ergeben sich die Kosten beim Transport flußabwärts zu $f_1 = 2s + 8t$ und flußaufwärts zu $f_2 = 2s + 16t$, wenn s und t die Tagelöhne pro Schiffer und Handlanger bezeichnen, die hier wegen Abnützung der Fahrzeuge und Seile u. s. w. um 50 Proc. höher anzusetzen sind, als gewöhnlich. Die Arbeitszeit ist $m = 10$ Stunden die Ladungsfähigkeit resp. 357 und 258 Ctr., die Geschwindigkeit (für Hin- und Herfahrt) resp. 2600 und 2400 Kl. pro Stunde, der Zeitverlust ist nicht zu berücksichtigen, weil die Zugarbeiter das Be- und Entladen mit verrichten; das Schifferlohn ist ungefähr 2 mal so groß, als das Handlangertagelohn. Für den Kahntransport mit Ochsen oder Pferden hat man an Löhnen 1 Tagelohn ($k = 3$ t) für den Kranzlmeister, 5 für Schiffer ($5s = 10$ t), 1 für 2 Pferde sammt Reiter ($p = 9$ t) und hierzu als Schadloshaltung für Abnutzung u. s. w. 75 Proc. Zuschlag, also überhaupt 38,5 t beim Abwärtstransport, und

Wander-Versammlung deutscher Architekten und Ingenieure.

Die nach dem Beschlusse der XII. Versammlung deutscher Architekten und Ingenieure zu Frankfurt a/M. vom 21. September 1860 in Hannover abzuhaltende

XIII. Versammlung deutscher Architekten und Ingenieure

ist auf die Tage des

3., 4., 5. und 6. September 1862

festgesetzt und werden specielle Einladungen zu derselben später erfolgen.

Der Vorstand des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover durch den Vorstand jener Wander-Versammlung dazu aufgefordert, hat unter Zuziehung mehrerer seiner Mitglieder als Local-Comité sich constituirt, und erlaubt sich, indem er mit Freuden diese Gelegenheit ergreift, der gemeinsamen Sache zu dienen, für die, nach dem Vorgange anderer ähnlichen Versammlungen zweckmäßig wohl nach Sectionen zu trennenden Verhandlungen, die nachfolgenden Fragen in Vorschlag zu bringen:

I. Architektur.

1) Welches ist die zweckmäßigste innere Anordnung der protestantischen Kirchen?

2) Welche Hindernisse stehen der rascheren Verbreitung des reinen Constructionsbaues entgegen, und welche Wege sind einzuschlagen, um demselben einen ausgedehnteren Eingang zu verschaffen?

3) Welches sind erfahrungsmäßig die geringsten zulässigen Stärken der Backsteinmauern bei Wohngebäuden, und welches sind die zweckmäßigsten Maaße der Backsteine?

4) Welches ist die beste Methode der Heizung und Ventilation von Medicinal-Anstalten, Gefangenhäusern und großen Versammlungsräumen?

5) Welches ist die zweckmäßigste Anordnung und Bauart für Arbeiterwohnungen?

6) Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung des Wasserglases im Bauwesen vor?

II. Bau-Ingenieurfach.

1) Welches ist der derzeitige Stand der Erfahrungen über die künstlichen Mittel zur Verlängerung der Dauer des Holzes? (Es wird gebeten, Proben lange in der Erde gelegener Hölzer mitzubringen.)

2) Unter welchen Verhältnissen ist eine künstliche Fundamentirung von Brückenpfeilern mittelst comprimirter Luft den alten Fundamentirungsmethoden mittelst Pfahlrost oder Beton vorzuziehen, und welches sind die Vortheile der neuen Fundamentirungsmethoden?

3) Welches System der eisernen Balkenbrücken eignet sich am besten für Lichtweiten von 200—400 Fuß, und verdienen die continuirlichen Träger oder einzelne Träger den Vorzug?

4) Welches sind die zweckmäßigsten Constructionssysteme für Futtermauern?

5) Welche Anwendung hat man in neuester Zeit von Stahl anstatt des Schmiedeeisens bei Bau-Constructionen gemacht?

6) Welche Erfahrungen liegen über die zur Anwendung gekommenen Schutzmittel gegen das Rosten des Eisens vor?

7) Welche Erfahrungen liegen über die Haltbarkeit des verzinkten Eisenbleches und Zinkbleches vor?

8) Für welche Constructionssysteme von Eisenbahnbrücken ist Gußeisen zulässig?

III. Maschinen-Ingenieurfach.

1) Welche Erfahrungen sind in jüngster Zeit über die Verwendung der Woolf'schen Dampfmaschinen gemacht?

2) Welche neueren Erfahrungen liegen über allgemeinere Verwendung von Wasserdruck- (Wassersäulen-) Maschinen als Motoren, vorzugsweise für rotirende Bewegung, vor?

3) Haben Erfahrungen im Großen die Annahme bestätigt, daß das Leidenfrost'sche Phänomen von Einfluß auf Dampfkessel-Explosionen sein kann?

4) Welche Mittel haben sich gegen Kesselsteinbildung als wirksam gezeigt und unter welchen Umständen?

5) Wie erklärt sich das bekannte leichte Zerbrechen scharf eingedrehter und abgesetzter Wellen und Axen durch Stoß?

6) Welche Erfahrungsresultate liegen aus neuester Zeit über Zapfenreibung vor, insbesondere in Bezug auf den Einfluß von Druck, Geschwindigkeit, Reibungsfläche und Schmiermittel?

7) Welche Erfahrungen liegen über die Verwendung von überhitztem Dampf bei Dampfmaschinen vor?

8) Welches sind die wirksamsten Funkenfänger für locomobile Dampfmaschinen?

Da die in Vorschlag gebrachten Fragen zum Theil große Interessen berühren, so muß es wünschenswerth erscheinen, dieselben, wo nicht zum Abschlusse zu bringen, so doch demselben entgegenzuführen, und erlauben wir uns deshalb den geehrten Fachgenossen eine geneigte Beachtung derselben anheimzugeben, und dürfen zugleich diejenigen Herren Fachgenossen um eine gefällige vorherige Nachricht ersuchen, welche eine der Fragen durch eingehenden Vortrag zu behandeln beabsichtigen möchten.

Selbstverständlich sollen die oben aufgestellten Fragen die Verhandlung über andere Gegenstände nicht ausschließen.

Ebenso wie in früheren Jahren wird während der Versammlung auch eine Ausstellung von Zeichnungen, Modellen ꝛc. stattfinden, über welche die noch zu erwartende Bekanntmachung des Vorstandes das Nähere besagen wird.

Hannover, am 1. Mai 1862.

Der Vorstand des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover

Mohn. Oppermann. Plener. Mithoff. Bokelberg. Rühlmann. Buresch.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

gestellt von H. Tellkampf, Eisenbahn-Bauconducteur zu Hannover. Hannover. Carl Rümpler. 1862.

Wenn es nicht zu leugnen ist, daß an vielen technischen Bildungsanstalten den Schülern oft viel mehr von der höheren Mathematik vorgetragen und ihrem Gedächtniß viel mehr zugemuthet wird, als ihnen nachher von wirklich praktischem Nutzen ist, so kann ein Buch, welches sich nur auf denjenigen Theil der höheren Mathematik beschränkt, welcher für die Anwendung in der Mechanik und Maschinenlehre vorzugsweise wichtig ist, gewiß auf ein dankbares Publikum rechnen. Die hier geschehene Auswahl scheint uns auch wirklich das Richtige getroffen zu haben und die zur Uebung in der Anwendung beigefügten Ableitungen der wichtigsten Gesetze der Dynamik sind wohl geeignet, einige Gewandtheit in der Handhabung der vorgetragenen Lehren zu erwerben. Wünschenswerth wäre jedoch noch die Lehre von der Methode der kleinsten Quadrate gewesen, auch könnten mehr Beispiele Nichts schaden. Namentlich scheint uns diese kleine Schrift geeignet für Solche, welche nach einigen Jahren der Praxis gern das früher Gelernte wieder repetiren wollen und nicht Lust haben, größere Werke dieserhalb zu studiren, sowie für Solche, welche sich rasch einen ziemlich genügenden Ueberblick über die Wissenschaft verschaffen und sich dadurch das Verständniß größerer Werke erleichtern wollen.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift für Bauwesen. 1861. Jahrg. XI. Heft 7—12.

Lentze, die Cementhütte und Mörtelmühle für den Bau der Weichselbrücke. — Zur Beschaffung der zum Bau der Weichsel- und Nogatbrücke erforderlichen Menge von hydraulischem Mörtel errichtete man zu Dirschau eine Cementhütte, mit 4 Rumford'schen Schachtöfen und 3 Trockenöfen zu 158′ Länge, 36′ Tiefe und 12′ Stielhöhe, welche jährlich 24000 Tonnen Cement (à 4 Scheffel) zu liefern im Stande war. Das Material dazu fand man in 3 Meilen Entfernung von der Brücke, nämlich einen über weißem Thone lagernden Kalkmergel, welcher durch Versetzung mit einem kieselhaltigen Mergel ein Gemenge mit 64 Proc. kohlensaurem Kalk, 30 Proc. Kieselerde und 4 Proc. Thonerde (Rest: Eisenoxydul und Natron) ergab. Diesen Mergel ließ man einen Winter lang durchfrieren und formte ihn dann nach Art der Ziegel in cubische Stücken von ca. $2\frac{1}{2}$″ Kantenlänge. Die getrockneten Ziegel wurden dann in dem Ofen gebrannt, wobei in 24 Stunden mit einem Verbrauch von 36 Cubikfuß New-Castler Nußkohle 30 Tonnen Cement erhalten wurden. Zum Pulvern der Cementsteine und Bereiten des Mörtels und Betons diente eine von einer 50pferdigen Dampfmaschine betriebene Mühle mit 8 Mahlgängen à 2 Rollsteinen, welche bei 22 Umdrehungen pro Arbeitstag 3 Schachtruthen gut gemengten Mörtel aus 1 Vol. Cement und $1\frac{1}{7}$ Vol. Sand (was nach der Mengung 1,448 Vol. Mörtel gab) lieferten; der Beton wurde in 2 continuirlich arbeitenden Trommeln gefertigt, welche bei 11 Umdrehungen zusammen pro Tag 30 Schtrth. Beton lieferten. Der Mörtel trug nach 1 Monat 150, nach 10 Monaten 1800 Pfd. pro Quadratzoll, ohne daß sich eine Trennung in der Masse zeigte.

Justen, Maschine zum Heben der Schiffsmasten in den Docks zu Liverpool. — Der hier abgebildete Apparat ist ein kolossaler Drehkrahn, dessen Hauptkettenrolle mit $36\frac{1}{2}$′ Ausladung 73′ hoch über dem Fußpunkte liegt, und durch welchen von 4 Arbeitern Lasten bis zu 22 engl. Tonnen gehoben werden können. Er ist aus Holz und Eisen construirt und steht auf einer von 5 Rädchen getragenen, $43\frac{1}{4}$′ im Durchmesser großen Drehscheibe.

Hübbe, von der Bewegung des Wassers im Sande. — Die hier ausführlich dargestellten experimentellen Untersuchungen beziehen sich zunächst auf die Capillarattraction und weisen an Sandsorten von 0,08 bis 2 Millim. mittlerem Körnerdurchmesser nach, daß die Endhöhen, bis zu denen das Wasser in einer mit Sand gefüllten Glasröhre durch Attraction aufsteigt, dem Körnerdurchmesser umgekehrt proportional sind. Bei dieser Einsaugung tritt auch eine Verdichtung der Sandmasse ein, welche bei der feinsten Sandsorte bis zu $\frac{1}{12}$ beträgt. Fernere Untersuchungen beziehen sich auf die Filtration und sie führen zu dem Ergebniß, daß die Geschwindigkeit des durchsickernden Wassers in den Zwischenräumen der Sandmasse durch $c = \frac{66\,d\,h}{l\sqrt{H+l}}$ in Zollen pr. Maaß pro Secunde gegeben wird, wenn d den Körnerdurchmesser, l die Dicke der Sandschicht, H die Anfangsdruckhöhe und h die variable Druckhöhe in preuß. Zollen bezeichnet, und hiernach bestimmt sich die durch ein Filter von 1 Quadratfuß Oberfläche in 1 Stunde hindurchsickernde Wassermenge zu $M = 2178\,\frac{d\,h}{l\sqrt{H+l}}$ Cbff. (wobei jedoch im Auge zu behalten ist, daß bei den Versuchsfiltern die Sandkörner sehr gut sortirt waren, und daß reines Wasser verwendet wurde, welches die Zwischenräume nicht verstopfen konnte). Außerdem stellte Herr H. Beobachtungen über das Aufsteigen des Grundwassers an, indem er mit Sand gefüllte Röhren, deren unteres Ende mit einem den Sand nicht durchlassenden Siebe geschlossen war, so tief in ein Gefäß mit Wasser tauchte, daß sich sogenanntes Drängwasser darin bilden mußte. Es lassen sich da die Erscheinungen des aufquellenden Wassers mit allen Uebergängen bis in den völligen Triebsand nachahmen, und finden sich in unserer Quelle sehr deutlich beschrieben. Am Schlusse der Abhandlung wird hieran eine Erläuterung der Sandwellenbildung am Boden der Flüsse angeknüpft.

Wex und Lehwald, der Bau des Tunnels bei Wiebelskirchen in der Rhein-Nahe-Eisenbahn. — Dieser im Bliesthale in $\frac{1}{4}$ Meile Entfernung von der Saarbrückener Bahn gelegene Tunnel ist 83 Ruthen lang mit Voreinschnitten von 30 und 40 Ruthen Länge, und wurde nach dem englischen System in einem aus dünnen Kohlenschichten und stärkeren Sandsteinschichten bestehenden, fast horizontal geschichteten Gebirge hergestellt. Unsere Quelle giebt eine deutliche Darstellung des Verfahrens sammt Notizen über die Herstellungskosten und einige Reparaturen, welche in Folge von Auskesselungen des Gebirges und wegen ungenügender Gewölbstärke vorgekommen sind.

Vogt, Imprägnirung des Holzes mit kreosothaltigen Steinkohlentheerölen. — Der Herr Verfasser theilt zunächst die auf einer Reise in England gesammelten

Notizen über die Gewinnung der Destillationsproducte des Steinkohlentheeres mit, welche in sogenannter roher Naphta, Brennnaphta, Creosotöl und ölreichem Pech oder Coke bestehen. Zur Imprägnirung wird das Creosotöl verwendet, welches dabei in der Art wirksam wird, daß das Creosot den vegetabilischen Eiweißstoff zum Gerinnen bringt, während das bituminöse Oel die Capillargefäße durchdringt und wegen seiner Unlöslichkeit in Wasser einen schützenden Ueberzug über die Pflanzenfaser bildet. Ein gutes Creosotöl muß also einen genügenden Creosotgehalt und die erforderliche Dünnflüssigkeit besitzen. Der Apparat zur Imprägnirung besteht aus 4 bis 6′ weiten, 30 bis 82′ langen Eisenblechcylinderkesseln, in welche die Hölzer auf Wagen eingeführt werden, in Reservoirs für das Creosotöl, in welchen dasselbe durch Dampf auf 40 bis 50° C. erhitzt wird, in einer Luftpumpe, durch welche in den Kesseln 1 Stunde lang eine Luftleere von 20 Zoll Quecksilber hergestellt wird, und in einer Druckpumpe, welche einen Druck von 120 bis 150 Pfd. pro Quadratzoll erzeugen kann. Die lufttrocken eingebrachten Hölzer werden erst ausgepumpt, dann wird das Creosotöl eingelassen und zuletzt solches durch die Druckpumpe eingepreßt. Eisenbahnschwellen müssen 7 bis 8 Pfd., Hölzer zu Seebauten 9 bis 10 Pfd. Oel pro Cubikfuß aufnehmen, wozu 1 bis 20 Stunden Zeit erforderlich sind. Der Herr Verfasser hat imprägnirte Schwellen gesehen, welche sich nach 20 Jahren noch vollständig gesund zeigten, wobei aber zu bemerken ist, daß sie in einer feuchten Bettung aus sehr thonhaltigem Kiese oder aus Coalcinders, d. i. Kohlenklein und Schlacken, lagen; ebenso sind creosotirte Hölzer vom Seewurm unversehrt geblieben, während nicht imprägnirtes Holz daneben stark angebohrt wurde, auch soll es zu Grubenbauten sehr vortheilhaft sein. Wo kein Auswässern zu befürchten und Feuersicherheit anzustreben ist, empfiehlt sich aber auch die Imprägnirung mit Zinkchlorid, die man namentlich auch zu Schiffshölzern vorzieht, weil das creosotirte Holz einen unangenehmen Geruch giebt, sich schlecht bearbeitet, schwer zu calfatern und feuergefährlicher ist.

Die Eissprengungen in der Weichsel im Frühjahr 1860. — Bei den kolossalen Sprengungen, welche man bei dem Eisgange der Weichsel im genannten Jahre vornahm, befolgte man nachstehendes Verfahren. Man eiste zu beiden Seiten des zu öffnenden Canales eine 1′ breite Rinne aus und setzte in der Mitte der Bahn in Abständen von 6 bis 8 Ruthen dreieckige Löcher von $2^1/_2$ bis 3′ Seite zur Versenkung der Kanonenschläge (à 2 Pfd.). In den Stopfungen machte man drei $1^1/_2$ bis 2′ weite Rinnen und versetzte in den gebildeten beiden Bahnen die Schußlöcher gegeneinander, auch mußten diese oft aller $1^1/_2$ bis 2 Ruthen Entfernung angenommen werden.

Vorrichtungen zum Verhindern des Funkenauswerfens an Locomotiven. — Schon durch Anwendung fester stückreicher Kohle, Aufgeben in kleinen Quantitäten und vorsichtigen Gebrauch des Exhaustors läßt sich dem schädlichen Funkenwerfen vorbeugen. Den Aschkasten muß man vorn und hinten mit Klappen versehen und an der Mündung ein kleines Schutzblech anbringen. Die Siebe in der Rauchkammer bekommen am besten eine coulissenartige Einrichtung mit schräg gestellten $1^1/_2$ bis 2″ breiten, $^1/_{16}$″ starken und $^1/_2$ bis $^5/_8$″ auseinanderstehenden Bandeisenstäben; außerdem sind Einspritzhähne zum Löschen der zu Boden gefallenen Kohlenstückchen anzubringen. An den Schornsteinen sind derartige Apparate störend, weil sie den Zug schwächen, doch hat sich der Klein'sche Funkenfänger bewährt.

Die Wagen der amerikanischen Eisenbahnen. — Eine mit vielen Tafeln begleitete Beschreibung der wichtigsten amerikanischen Wagenconstructionen nach den Notizen des verstorbenen geheimen Regierungsrathes Henz, welche die Personen-, Gepäck-, Güter-, Kohlen- und Kieswagen umfaßt.

Donner, Herstellung zweier Pfeiler in der St. Nicolaikirche in Danzig. — Beschreibung einer schwierigen Reparatur, durch welche ein Pfeiler, welcher ca. 3500 Centner zu tragen hatte, abgefangen und in 14′ Tiefe neu fundirt wurde.

Beweglicher Laufkrahn zum Bau eines Viaductes in der Paris-Vincenner Eisenbahn. — Dieser Krahn ist ausgezeichnet durch seine Höhe (gegen 47′) und Breite (gegen 36′) und kostete ca. 1450 Thlr.

Doppeltwirkende Pumpe von Delpech. — Dieselbe ist sehr compendiös gebaut, indem der Pumpenstiefel und die 4 Ventile in einem und demselben Gußstücke untergebracht sind, zeigt aber den Mangel, daß man nicht nach den Ventilen sehen kann, ohne das Ganze auseinanderzunehmen. Die Ventile sind Kautschukkugeln. Der Wirkungsgrad soll 55 bis 70 Proc. betragen.

Bleibtreu, über Dauerhaftigkeit des Portland-Cement-Mörtels. — Herr Dr. Bleibtreu greift die auch in d. Bl. S. 46 referirte Ansicht des Herrn Dr. Ziurek, daß alle über dem Wasser mit reinem Cementmörtel aufgeführten Mauerwerke viel früher zerstört werden müßten, als die mit gutem Kalkmörtel ausgeführten Bauwerke an und hebt namentlich hervor, daß die Probestücken des Herrn Z. viel zu klein gewesen seien (Gewicht $^1/_{20}$ Gramm), um als Maaßstab zu dienen, daß sie nur 4 Wochen alt gewesen seien, während Portlandcement selbst unter Wasser erst in 14 Wochen seine höchste Festigkeit erlange, und daß die Probe mit dem Regenbade eigentlich ganz zu Gunsten des Portlandcements ausgefallen sei, da er blos 10,8 Proc. seines Gewichtes verloren habe, während der einjährige Kalkmörtel ganz ausgewaschen worden sei.

Plathner, über das Abstecken von Eisenbahnen. — Nachdem erst ungefähr die Versuchslinie abgesteckt ist, sollen mit einer Setzwaage, welche aus einer 14′ langen, 4″ hohen Setzlatte mit zwei eisernen Haltern in 12′ Abstand von einander und einer in der Mitte darauf aufgestellten Handlibelle besteht, zu beiden Seiten von derselben Querprofile aufgenommen werden, um danach Höhenparallelen oder Niveaulinien construiren zu können. Wenn die Setzlatte an ein Paar eingetheilten Stäben geführt wird, so wird diese Arbeit sehr rasch gehen. Aus den Niveaulinien kann man dann leicht nach dem gegebenen Gefälle diejenige Trace construiren, in welcher die Bahnplanie das Terrain schneiden wird, und erhält zugleich zuverlässige Maaße für die Stärke der Auf- und Abträge.

Franz, über Unterstützung größerer Mauermassen durch eiserne Träger und Säulen. — Wendet man eiserne Träger zur Ueberspannung von Thür- und Fensteröffnungen an, so haben dieselben niemals die ganze darüber befindliche Mauermasse zu tragen. Beim Kreuzverbande läßt sich leicht verfolgen, wo die aus den Ecken der Oeffnung ausgehenden Abtreppungen sich schneiden, und der Träger hat nur

das dadurch gebildete Dreieck zu tragen; beim Blockverbande aber, wo sich etwas Aehnliches allerdings nicht findet, kann man immer auf die Mörtelfestigkeit etwas rechnen. Bei freistehenden Eckpfeilern ist dagegen wieder auf den beim Kreuzverbande entstehenden Seitenschub Rücksicht zu nehmen. Der Sicherheit wegen sollte man aber immer die ganze Last in Ansatz bringen und zu den Trägern nur Schmiedeeisen verwenden, wogegen zu den Säulen Gußeisen ganz geeignet erscheint und hierbei nur auf die Verhinderung seitlicher Ausbiegung einige Sorgfalt zu verwenden ist.

Regulativ, betreffend die Anlage von Dampfkesseln. —

Schwedler, der eiserne Ueberbau der Brahe-Brücke bei Czersk. — Diese Brücke dient zur Ueberführung der Bromberg-Thorner Eisenbahn über die Brahe, welche sie mittelst zweier Oeffnungen à 64′ Durchflußweite in einer Richtung von 60° gegen den Stromstrich überschneidet. Die Balkenträger sind Parallelbalken oder sogenannte Bowstrings, deren Vorzüge gegenüber den Gitterbalken und Pauli'schen Trägern der Herr Verfasser ausführlich darlegt. Ueberhaupt giebt dieser Aufsatz eine vollständige Theorie und Berechnung dieser Brücken, welche sehr zum Studium zu empfehlen ist. Das gesammte Eigengewicht der auch in vollständigen Zeichnungen dargestellten Brücke (mit 81′ Spannweite der Oeffnungen und 14,8 Fuß Abstand der beiden Träger) beträgt 1000 Pfd. pro laufenden Fuß.

Dreling, hydraulischer Krahn von Armstrong. — Der dargestellte Krahn ist im Güterschuppen der Staatseisenbahn zu Genua in Verwendung und zeigt nichts Abweichendes von den schon anderwärts in d. Bl. beschriebenen Krahnen der Armstrong'schen Fabrik in New-Castle on Tyne; es ist jedoch auf die mitgetheilte gute Zeichnung aufmerksam zu machen.

Lentze, Dampfbagger für den Bau der Weichsel- und Nogat-Brücken. — Da diese Bagger die Gruben für die Brückenpfeiler austiefen sollten, so sind sie so eingerichtet, daß sie bei 60′ Länge nur $12\frac{3}{4}$′ Breite und $2\frac{1}{2}$′ Tiefgang besitzen und bis nahe an die Ränder der Grube auf 28′ Tiefe ausbaggern können. Sie haben Maschinen von 8 Pferdekräften, Eimer von $2\frac{1}{2}$ Cbf. Inhalt, die sich mit 0,4′ Geschwindigkeit bewegen, leisteten 6 Schachtruthen pro Tag und brauchten 10 Pfd. Cokes von New-Castle pro Schtrth. Bemerkenswerth ist die Einrichtung der Klappe, welche das gehobene Material in die nach dem Prahm führende Rinne leitet und die Vorrichtung gegen das Festfahren der Eimer.

Cuno, die Steinpackungen und Futtermauern der Rhein-Nahe-Eisenbahn. — Aus dieser praktisch-wichtigen Abhandlung läßt sich hier nur anführen, daß die Erfahrung gezeigt hat, daß Steinpackungen nur bis zu 40 bis 50′ Höhe möglich sind, aber nur $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ so theuer zu stehen kommen, als Futtermauern in Mörtel. Sie sind nur bei mindestens halbflüßigen Böschungen anwendbar und die trocken gepackten Stützmauern müssen $\frac{13}{42}$ bis $\frac{1}{3}$ der Höhe zur Stärke erhalten.

Ueber den Einfluß des Radstandes und der Federaufhängung auf die Tragfähigkeit der Langbäume der vierräderigen Eisenbahnfahrzeuge. — Es wird theoretisch nachgewiesen, daß der Winkel der Aufhängung (d. h. der Winkel, welchen die Gehänge der Federn mit der Verticalen bilden) von besonderem Einflusse auf den günstigsten Radstand ist, indem bei einem Winkel von 45° der günstigste Radstand 0,56 bis 0,59, bei einem Winkel von 65° aber 0,59 bis 0,64 von der Baumlänge beträgt, je nachdem die Federn $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{6}$ so lang als die Langbäume sind. Bei der strafferen Aufhängung braucht man bedeutend stärkere Langbäume, ebenso bei größerem Radstande. Bei günstiger Belastung dürfen bezüglich des Radstandes r die Grenzen $r = 0{,}5\,l$ bis $0{,}6\,l$, bezüglich der Federlänge s die Grenzen $\frac{1}{4}\,l$ bis $\frac{1}{6}\,l$, und bezüglich der Stützenhöhe t (von der Mitte des Langbaumes an gerechnet) die Grenze $t = \frac{1}{20}\,l$ nicht überschritten werden, wenn l die Länge der Langbäume bedeutet.

Unterhaltung der Steinpappdächer. — Solche Dächer müssen alle 4 bis 7 Jahre einen Ueberzug erhalten, der aus abgedampftem wasserfreiem Theer und Asphalt oder Schlemmkreide besteht. Der Steinkohlentheer muß dickflüssig, schwarzglänzend und zähe sein, beim Erwärmen dünnflüssig werden, aber seine Farbe nicht verändern. Der Asphalt wird dem kochend gemachten Theere in eigroßen Stücken unter stetem Umrühren zugesetzt. Ebenso wird bei Zusatz von an der Luft zerfallenem Kalke oder Schlemmkreide verfahren, aber diese Substanzen müssen vorher auf Blechtafeln erhitzt worden sein. Das Gemenge wird möglichst warm verwendet, vorher aber die Dachfläche von Staub gereinigt. Man streicht den Ueberzug bahnenweise vom First zur Traufe hinab mit Pinseln oder Bürsten auf und läßt die gestrichenen Stellen sofort durch einen hinterhergehenden zweiten Arbeiter mit feinkörnigem, staubfreien, aber scharfen Sande gleichmäßig und reichlich bestreuen. Beschädigte Papptafeln sind vorher zu entfernen, indem man mit einer heißen Mauerkelle die Ueberklebung aufweicht und die Nägel auszieht, oder man wärmt die schadhaften Stellen durch einen aufgelegten heißen Stein an, überstreicht mit Asphaltkitt, klebt mehrere Bogen Packpapier, das mit heißem Steinkohlentheer getränkt ist, auf und überstreicht und besandet hierauf wie gewöhnlich.

Schnuhr, die Anwendung des Gases zum Heizen und Kochen. — Beschreibung und Zeichnung der erforderlichen Apparate nebst Angaben über den Gasverbrauch.

Weishaupt, über die Herstellung der Nietungen an dem eisernen Oberbau der Weichselbrücke bei Dirschau und der Nogatbrücke bei Marienburg. — Das zu Nieten zu verwendende Eisen muß feinsehnig oder wenigstens feinkörnig sein, das specifische Gewicht 7,78 besitzen, im Querschnitt gut kreisrund ohne Walznäthe und Walzrinnen sein und nicht viel über 3 Proc. im Durchmesser differiren. Die beste Form des Nietkopfes ist eine halbelliptische mit einer Versenkung auf $\frac{1}{6}$ des Schaftdurchmessers und nach einem Winkel von 75°. Der Kopfdurchmesser ist dem $1\frac{1}{2}$fachen Schaftdurchmesser gleich zu machen und der Kopf nach einem Korbbogen zu wölben, dessen kleiner Radius dem halben, und dessen großer Radius dem ganzen Schaftdurchmesser gleich ist. Für 1zollige Nieten muß der Hammer beim Stauchen 9 bis 10 Pfd., beim Schellen 15 Pfd. schwer sein, für $\frac{3}{4}$zollige resp. $4\frac{1}{2}$ bis 6 und 9 Pfd. schwer. Der Spielraum des kalten Schaftes im Nietloche darf 5 Proc. des Durchmessers, die Länge des Nietloches $3\frac{1}{2}$ Durchmesser nicht überschreiten. Der neben dem Nietloche verbleibende Eisenquerschnitt muß wenigstens gleich dem halben Nietquerschnitte sein, wenn das Reißen nach der Längenfaser wirkt,

oder dem $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$fachen Querschnitte, wenn das Reißen nach der Querfaser bevorsteht. Der Lochstempel ist $2\frac{1}{2}$, der Lochuntersatz $3\frac{1}{2}$ Proc. größer als der Nietdurchmesser zu nehmen, wenn die Löcher geschlagen werden, werden sie gebohrt, so ist der Bohrer dem Lochstempel gleich zu nehmen. Die Löcher sind mit 5 bis 7schneidigen gußstählernen Reibahlen mit 4 Proc. mehr Durchmesser als die Niete glatt und cylindrisch zu machen. Die Nieten sind vor dem Eintreiben hellrothwarm zu machen; als Gegenhalter dienen am besten Nietwinden mit einem Stahlgesenk für den Nietkopf, welches $\frac{1}{16}$ bis $\frac{1}{8}$" niedriger als Letzterer sein muß, sonst Gegenhalter, welche 10 bis 20 mal so schwer, als die Nieth ämmer sein müssen.

Mellin, über das verbesserte Dietz'sche Axlager. — Dasselbe ist wenig anders eingerichtet, als das im Civilingenieur, Band VII, in Fig. 19 auf Taf. 21 dargestellte Axlager. Auf der Saarbrücker Eisenbahn hat man bei Kohlenwagen von 150 Ctr. Eigengewicht und 90 Ctr. Ladungsfähigkeit pro Axmeile 0,0016, bei vierräderigen Personenwagen von 120 Ctr. Eigengewicht 0,0065 Loth Rüböl verbraucht, während auf den preußischen Bahnen im J. 1859 im Durchschnitt 0,3 Loth Oel pro Axmeile erforderlich waren.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Jahrgang 1861, XVI. Band, Heft 5 u. 6.

Willy, über Gebirgseisenbahnen mit besonderer Rücksicht auf die Ueberschreitung der Alpen. — Es giebt nur zwei Wege zur Ueberschreitung hoher Gebirge, nämlich entweder mit Hilfe langer Tunnel, wie der in Angriff genommene, 12700 Meter lange Mont-Cenis-Tunnel, oder die Ersteigung mit offener Bahn. Erstere Modalität bleibt stets eine höchst gewagte, weil die Schwierigkeiten der Ausführung mit der Länge des Tunnels wachsen, erschreckend lange Zeiträume zur Vollendung erforderlich sind, die Ventilirung unabsehbare Schwierigkeiten bietet u. s. w.; aber auch die Ueberschreitung der Gebirge mit offener Bahn setzt die Anwendung ganz neuer Hilfsmittel voraus, weil sich der Herstellung einer mit gewöhnlichem Locomotivbetrieb zu überwindenden Steigung in den meisten Fällen unüberwindliche Hindernisse in den Weg stellen werden, also die Anwendung viel bedeutenderer Steigungen geboten ist. Für letztere bietet sich als nächstes Auskunftsmittel die Anwendung des atmosphärischen Principes, welches allerdings schon bei 5 Proc. Steigung auf sehr bedeutende Durchmesser der Treibröhre führt, also ohne gleichzeitige Zuhilfenahme der Locomotivkraft nicht ausreichen dürfte. Aber selbst diese Combination leidet an den Gebrechen, welche überhaupt den atmosphärischen Eisenbahnen ankleben und namentlich auf hochliegenden Gebirgsstrecken hervortreten würden. Der Herr Verfasser denkt sich übrigens ihre Anwendung in der Art, daß die Clegg'sche Röhre oben geschlossen sein und durch den hinabfahrenden Zug evacuirt werden soll, so daß wenigstens die Nothwendigkeit stationärer Maschinen wegfällt. Das von Flachat vorgeschlagene System (siehe d. Bl. Band 6, S. 81) verlangt einen enormen Dampfverbrauch, namentlich in Alpenregionen mit ihren niedrigen Temperaturen, wird seiner Complicirtheit wegen mit großen Effectverlusten und Reparaturen verbunden sein und zu mannichfachen Störungen Anlaß geben, und bedingt an den Endstationen die Umladung des Zuges und ein ganz anderes Transportmaterial. Von der sehr richtigen Ansicht geleitet, daß man die beim Abwärtsfahren der Züge durch ihre Schwere entwickelte Arbeit für die Bergfahrt nutzbar zu machen suchen müsse, proponirt der Herr Verfasser nun ein neues System, wobei die abwärts fahrenden Züge Luft in mitzuführende Reservoirs pressen und mit dieser comprimirten Luft bei der Bergfahrt die Zugkraft der Locomotive vermehrt werden soll, giebt auch über die Einrichtung der Compressionsapparate und Luftlocomotiven specielle Fingerzeige und Berechnungen. (Die Möglichkeit dieser Ausführungen ist wohl nicht zu bezweifeln, aber ihre technische Brauchbarkeit wird jedenfalls erst durch Versuche zu erproben sein.)

Daelen, neue Construction eiserner Telegraphenstangen. — Die Stangen sind 11' lange gewalzte Doppel-T-Eisen, welche in ein rautenförmiges 4' langes gußeisernes Fußstück eingegossen sind. Sie wiegen 115 Pfd. und kosten loco Hörde $4\frac{2}{3}$ Thlr. Da man von den eisernen Stangen nur $\frac{2}{3}$ soviel als von hölzernen braucht und dadurch dem häufigen Auswechseln und den Unterbrechungen durch Umwerfen der hölzernen Stangen u. s. w. gänzlich vorbeugt, so dürfte sich dieses System sicher empfehlen.

Buch, über schmiedeeiserne gewalzte Doppel-T-Träger. — J. Talbot und Comp. zu Rothe Erde bei Aachen liefern solche Träger bis zu 36' Länge und gestatteten dem Herrn Verfasser, damit ausführliche Belastungsproben anzustellen, deren Resultate hier in sechs Tabellen mitgetheilt sind. Sie betreffen 4 Träger von 9 Zoll Höhe und 4, 5, 6, 7 Linien Stegdicke mit 18,2, 21, 25 und 30 Pfd. Gewicht pro lauf. Fuß, welche bei 10' freier Auflage resp. 17670, 20070, 23670 und 25100 Zollpfd. Belastung in der Mitte trugen, ohne eine bleibende Durchbiegung anzunehmen, und zwei Träger von $6\frac{3}{4}$ Zoll Höhe mit $3\frac{1}{2}$ und $4\frac{1}{2}$ Linien Stegdicke, welche $14\frac{1}{2}$ und 17 Pfd. pro laufenden Fuß wogen und bei 10' freier Auflage 16770 und 27070 Pfd. Gewicht in der Mitte trugen ohne permanente Einbiegung. (Leider fehlt die Angabe der Breite und Stärke der beiden horizontalen Rippen.)

Cuchot's Locomobile. — Bei dieser Locomobile ist statt des gewöhnlichen Röhrenkessels ein stehender Kessel mit vom Feuer umspielten weiten Siederöhren angewendet, auch steht der Dampfcylinder vertical und es ist die Maschinerie in allen Theilen leicht zugänglich.

Scheden, über die empyreumatische Holzbeize. — Unter diesem Namen wird eine Auflösung von Zink in Holzessig verstanden, deren Anfertigung hier beschrieben wird. Zum Imprägniren von Schwellen muß die Lauge $2\frac{1}{2}^{0}$ B. besitzen.

Der Eisenrost als Schutzmittel gegen die Oxydation des Eisens. — Nach Thiriaut soll man das Eisen künstlich mit Rost überziehen und dann in Wasser von 80 bis 100° C. tauchen, wodurch das Eisenoxyd in das magnetische Oxyd ($3Fe+4O$) umgeändert wird, welches wenig veränderlich ist und mit dem Eisen kein galvanisches Element bildet, es also vor weiterer Oxydation schützt.

Allgemeine Bauzeitung. 1862. XXVII. Jahrg. Heft 1—5.

von Schwartz, die Gebäude der internationalen Ausstellung des Jahres 1862 in London. — Die verschiedenen Grundrisse und einige Details der Dachconstruction.

Construction künstlicher Blöcke aus Asphalt. — Da die meisten Mörtel vom Seewasser angegriffen werden, so ist zu befürchten, daß die künstlichen Blöcke von Beton ebenfalls zersetzt werden werden und deshalb wird hier vorgeschlagen, zu Fundirungen in der See Blöcke zu verwenden, bei denen der Asphalt als Cement angewendet wird. An der Pointe de Grâve hat man bezügliche Versuche im Großen angestellt, wobei man folgendermaaßen verfuhr. Zunächst machte man ein Asphaltbeton aus 5 Kilogrammen reinem Bitumen, 95 Kil. Asphaltkitt (wie er im Handel zu haben ist und zu Trottoirs verwendet wird) und 150 Kil. geschlagenen Steinen oder Kieseln, bedeckte inzwischen den Boden eines 3 Meter langen, 2 Meter breiten und 1,5 Meter hohen Kastens aus Bohlen mit langen, der Auflage wegen auf der einen schmalen Seite behauenen Bruchsteinen in 40 bis 50 Centimet. Abstand, goß dann Beton hinein und stampfte ihn mit 10 Kilogr. schweren Stößeln bis zu einer 10 Centimet. starken Schicht zusammen, auf deren Oberfläche noch zerschlagene große Kiesel aufgeworfen und durch Stampfen etwa zur Hälfte eingeschlagen wurden. Auf dieser Unterlage führte man nun einen Kern von Mauerwerk in gewöhnlichem Kalk auf, welcher am Umfange nur unregelmäßig hergestellt wurde und überall um ca. 1 Decimeter von der Form abstand, ließ denselben fest werden und füllte dann den leeren Raum der Form ringsum mit dem Asphaltbeton aus. Ein solcher Block kostete an dem genannten Punkte 50 Francs pro Cubikmeter und war nicht theurer als künstliche Blöcke von Portlandcement.

Befestigung der Wände von Baugruben in beweglichem Sande. — Man soll den Stoß nur auf 0,3 bis 0,5 Met. blos legen und sogleich mit Gips oder sehr flüssigem Mörtel antünchen, wodurch er soviel Festigkeit erhalte, daß man inzwischen eine gehörige Verspreizung ausführen könne.

Lemoine's Chausseewalze mit Dampf. — Auf einem blechernen Gerüste, welches von 3 Walzen getragen wird, liegt ein Röhrenkessel und eine Dampfmaschine von 10 Pferden. Die mittelste Walze, welche die eigentliche Chausseewalze ist, hat 1,2 Meter Höhe und 1,3 Meter Breite, die beiden äußeren Walzen sind nur 0,7 Meter lang. Der ganze 10 Tonnen wiegende Apparat arbeitet mit 0,6 Meter Geschwindigkeit, kostet pro Tag 35 Frcs. an Unterhaltungsaufwand und walzt dabei 400 Quadratmeter Fläche.

Ueber Räumung und Unterhaltung von Wasserläufen, welche Aufschlagwasser zuführen. — Die Beseitigung der Wasserpflanzen und Sandanhäufungen in derartigen Wasserläufen ist, wie an einem Beispiele gezeigt wird, von größter Wichtigkeit für die anliegenden Wiesen u. s. w. und für die angebauten Wasserwerke; zum Ausbaggern kann man sich des hier abgebildeten einfachen Apparates bedienen, welcher, von 6 Mann bedient, täglich 11 bis 13 Cubikmeter Sand auszubaggern und 50 Meter abwärts oder 25 Meter aufwärts zu schaffen im Stande ist. Er besteht aus zwei luftdichten Kästen, welche ein theilweise abgedieltes hölzernes Rahmwerk tragen. Ueber dem einen Kasten steht ein Spillenrad, auf dessen Welle sich zwei nach der Baggerschaufel geführte Seile aufwickeln. Diese Schaufel faßt ungefähr soviel als ein Laufkarren und wird an einer mittelst Charnier befestigten Stange von einem besonderen Arbeiter geführt und eingedrückt, während die an den Spillrädern drehenden Arbeiter die Schaufel mittelst der beiden am unteren Ende angebrachten Seile vorwärts ziehen.

Ausschlämmung der Sèvre-Niortaise. — Hierzu bedient man sich eines in den Schlamm hinabgelassenen Rechens mit Zähnen, der von einem Kahne aus dirigirt wird, 4 Meter lang und 2,5 Meter hoch ist und durch umklappbare Flügel mit noch zwei anderen ebenso eingerichteten Rechen verbunden wird. Es entsteht also ein schwimmendes Wehr von 17 Meter Länge, welches durch den Aufstau von 1,5 bis 2 Met. flußabwärts getrieben wird und bei 0,3 bis 0,4 Met. Eindringen in die Schlammschicht täglich 6 Kilometer Weg zurücklegt.

Bemerkungen über Kalke, Cemente und Mörtel. — Diese aus einer französischen Quelle entnommene Abhandlung bringt nicht viel neues. Am Ende derselben wird noch besonders auf die Mörtel mit Steinkohlenasche, Hammerschlag und kieselsaurem Kali hingewiesen.

Anfertigung von Dach- und Hohlziegeln. — Beschreibung einiger neueren Arten solcher Ziegel.

Lufterhitzungsapparat von Jones. — Derselbe besteht aus geschlossenen rectangulären gußeisernen Kästen, welche in verticaler Stellung im Ofen stehen und durch welche verticale eiserne Rauchröhren hindurchgehen. Die frische Luft wird durch ein Seitenrohr am unteren Ende der Kästen eingeführt und die erhitzte Luft tritt am oberen Ende durch ein Rohr ab. Die Verbrennungsgase ziehen in verticaler Richtung neben den Kästen nach oben, indem sie dieselben äußerlich umspielen, und gehen dann durch die Rauchröhren wieder vertical abwärts nach dem Austrittscanal.

Eiserne Deckenverbindung. — Die Doppel-T-Träger, welche die Balken repräsentiren, sind an den Enden in der Mauer verankert. Auf der unteren Flansche liegen der Quere nach quadratische Eisenstäbe von Balken zu Balken, welche eine Verschalung und eine 4 Centim. starke Gipslage tragen. Unter der oberen Flansche ist wieder eine solche Decke eingeschoben und auf den Trägern ruhen die Fußbodenunterlager für das Parquet. Demnach giebt es zwei geschlossene hohle Räume zwischen dem Parquet und Plafond, wodurch die Hohltönigkeit beseitigt wird.

Weimberger's horizontale Dampfmaschine zum Pumpen von Wasser. — Die Dampfmaschine ist eine direct wirkende, indem der Pumpenkolben an der Dampfkolbenstange direct befestigt ist. Die Pumpe ist doppelt wirkend mit tellerförmigen Ventilen und Windkessel; sie besitzt einen Kolben mit Metallliderung und Aufsätzen, durch welche der schädliche Raum ausgefüllt wird. Sie macht 15 Spiele bei 0,4 Meter Hub. Zur Regulirung dienen zwei Schwungräder, welche 30 Umgänge machen und 60 Kilogr. wiegen. Die Einrichtung ist compendiös und soll sich gut bewähren, auch dürfte die Anwendung von Metallliderringen für Pumpenkolben neu sein

Dauer hölzerner Brücken. — Erfahrungen über mehrere französische Eisenbahnbrücken, woraus hervorgeht, daß hölzerne Brücken, deren Hölzer für die Luft nicht genügend zugänglich sind und welche eine schwere Ballastdecke tragen, nur etwa 10 Jahr dauern, selbst wenn man gutes Eichenholz dazu nimmt.

Baumgartner, Vorschlag zur Regulirung und Benützung der Donau bei Wien.

Hamelin's Kitt für Dampfkessel — besteht aus 253,68 Kil. eines Gemenges aus $^3/_5$ Sand und $^2/_5$ gestoßenem

Portlandstein, 18,1 Kil. Silberglätte, 0,9 Kil. gestoßenem Glas 0,45 Kil. Mennige und 0,9 Kil. grauem Bleioxyd, welche Mischung pulverisirt und kurz vor der Verwendung mit 23,5 Kil. Leinöl durchrührt wird.

Maximalgeschwindigkeit der Personenzüge auf den österreichischen Eisenbahnen. — Dieselbe darf neuerdings auf 10 Meilen pro Stunde erhöht werden.

Baumgartner, die Regulirungsbauten an der Donau in Oberösterreich. — Eine kurze Darlegung des befolgten Systems und seiner Erfolge.

Hängende und Rollgerüste. — Das eine der dargestellten Hängegerüste ist zur Beseitigung der Malerei aus dem mit Tonnengewölbe versehenen Börsensaale der Stadt Paris, das andere zur Ausführung der Ornamente an einem Portale der Jesuitenkirche daselbst ausgeführt worden. Das Rollgerüst ist von den Ausschmückungsarbeiten des Pantheons entnommen.

Rogat de Mandras, die Wasserreservoirs von Passy. — Auf dem höchsten Punkte von Passy befinden sich fünf zu den Wasserleitungen von Paris gehörige untereinander verbundene Reservoirs mit einem Gesammtinhalte von 37100 Cubikmetern. Zwei von diesen Bassins, welche resp. 10000 und 11300 Cubikmeter fassen, sind mit Rundbogengewölben von 3,2 Met. Spannweite und 0,35 Met. Stärke im Schlußstein überdeckt und tragen zwei andere darüberstehende Bassins von 5700 und 6200 Cubikmeter Inhalt, welche mit Kreuzgewölben überdeckt sind. Die Pfeiler der unteren Gewölbe tragen eine Belastung von 68750 Kil. Andere wichtige Notizen lassen sich ohne Zeichnungen nicht mittheilen.

Die Fabrikation und Verbindung der gußeisernen Gas- und Wasserleitungsröhren. — Beschreibung der Formerei und des Gießens von Röhren, namentlich in verticaler Richtung, sowie der Methoden von Sheriff, Stewart, Hoby und Kinnsburgh, nebst Angaben über die Flanschen- und Muffenverbindung und der Röhrenverbände von Delperdange und Petit, deren in d. Bl. bereits gedacht worden ist. (Die Abhandlung ist undeutlich übersetzt.)

Wasserkrahne auf französischen Eisenbahnen. — Zwei Krahne von der Orleansbahn und der französischen Ostbahn sind in guten Zeichnungen wiedergegeben.

Gerwig, Bedeutung der Moose für die Wastertheilung auf der Erdoberfläche. — Der Herr Verfasser hat mit achterlei Moosen aus dem Hardtwalde bei Karlsruhe Versuche darüber angestellt, wieviel sie Wasser aufzunehmen und zurückzuhalten vermögen. Völlig ausgetrocknetes Moos nimmt ungemein rasch sehr viel Wasser auf z. B. 5 Loth von Hypnum und Hyloconium saugen bei einer Eintauchung von 1 Minute 30 Loth Wasser an, und lassen dann bei 12stündigem Liegen nur 1½ Loth Wasser gehen. Von angefeuchtetem Moose gehen im Durchschnitt 5,66 Kilogr. auf ein Quadratmeter, und diese verlieren in 24 Stunden nur 12,8, nach 4 Tagen 41,7, nach weiteren 7 Tagen 78,9 Proc. ihres Gewichtes. Im Mittel werden also im Moose 4,466 Kil. Wasser auf 1 Quadratmeter aufgefangen und zwar im Moose von dürren Sandebenen, im Torfmoose sogar 10,76 Kil. und es leuchtet hiernach ein, von welcher Bedeutung eine starke Moosdecke für die Zurückhaltung des Regenwassers und die Conservirung der Zugänge der Quellen und Flüsse sein müsse.

Theoretische und praktische Regeln für Wasserleitungsanlagen. — (Warum so unbedeutende Abhandlungen übersetzt werden, ist nicht recht einzusehen.)

Johanny, Vorschläge zur Verbesserung der Schornsteine. — Der Herr Verfasser ist der Ansicht, daß vielfach mit der Einführung der runden russischen Schornsteine eine unzweckmäßige Verengerung des Essenquerschnittes verbunden gewesen sei. Viereckige Schornsteine von 6 Zoll ins Quadrat ließen sich leichter herstellen und es sei leichter möglich, ihnen, wenn sie mehr als eine Feuerung aufnehmen sollten, eine zweckmäßige Länge (12 Zoll für 4 Feuer) zu geben, wogegen die vermehrte Schwierigkeit der Reinigung nicht in Betracht kommen könne. Die Schornsteine müßten in warme (nicht die Umfassungs-) Mauern gelegt und durch eine Decke gegen Regen- und Schneeeinfall und Windstörungen geschützt werden, auch sei es besser, die Schornsteine nicht einzeln bis über das Dach hinaufzuführen, sondern sie über dem Dachboden in einem einzigen Schornstein zu vereinigen, welcher dann allein über das Dach hervortritt.

Mittel gegen den Hausschwamm. — Dr. Kalisch in Berlin (Neue Promenade Nr. 8) empfiehlt als Präservativ eine angeblich seit 15 Jahren in Amerika mit Erfolg angewendete Flüssigkeit, genannt Fungotooth (?), von der 1¼ Quart (Preis 1¾ Thlr.) hinreichen, um 35 Quadratfuß Holz anzustreichen, und von welcher Dr. Ziurek bei mikroskopischer Untersuchung gefunden hat, daß sie Holzschwamm in 12 Stunden gänzlich verzehre.

Notizen.

Tresca, Versuche mit einem zusammengeleimten Treibriemen von Lawrence. — Bei diesen Riemen sind die Enden in der Wärme mittelst einer Lösung von Guttapercha, zu welcher etwas geraspeltes Leder hinzugefügt ist, verbunden. Der probirte Riemen hatte 68 Mill. Breite und 6 Mill. Stärke, war aus drei mit abgeschrägten Enden zusammengeleimten Stücken gebildet und besaß an den Verbandstellen 68 Mill. Breite und 140 Mill. Länge, also 23 mal so viel Fläche, als Querschnitt. Man beobachtete die Dehnungen, welche dieser oben aufgehangene und unten belastete Riemen auf 1,43 Meter Länge erfuhr mittelst Kathetometer. Es ergab sich, daß zwischen 54,9 und 141,18 Kil. Belastung pro Quadratcentimeter eine ganz regelmäßig mit der Belastung wachsende Dehnung pro Meter Länge stattfand, welcher der Elasticitätscoefficient 13750000 Kilogramm entsprechen würde, und daß neue Treibriemen sich 1400 mal so stark als Schmiedeeisen strecken. Bei der letzteren Belastung kam die Waagschale mit den Gewichten zum Aufstehen, so daß ein neuer Versuch begonnen werden mußte, und auch bei diesem zeigte sich innerhalb der Belastungen von 47 bis 141 Kil. pro Quadratcentimeter Proportionalität zwischen den Dehnungen und Belastungen, denselben entspricht aber ein Elasticitätscoefficient E = 31500000 Kil. Unter der Last von 141 Kil. pro Quadratcentimeter dehnte sich übrigens der Riemen um 0,088 seiner ursprünglichen Länge, der Bruch erfolgte

bei 196 Kil. Belastung. Die Verbandstellen haben sich ganz gut gehalten, erst in der Nähe der stärksten Belastung bog sich der Riemen am Aufhängungspunkte zusammen und fing an, an dem oberen Ende der Leimfuge auseinanderzugehen. Man kann also derartig verbundene Riemen unbedenklich bis mit 170 Kil. pro Quadratcentimeter spannen. (Annal. du Conservatoire, No. 6, Sept. 1861.)

Tresca, Festigkeit des schmiedbaren Gußeisens. — Das in den Werkstätten von Dalifol in Paris (?) gefertigte schmiedbare Gußeisen wird aus melirtem schottischen Roheisen dadurch erzeugt, daß man es mehrere Wochen hindurch in Tiegeln mit Eisenoxyderzen umgeben einer hohen Hitze aussetzt. Zu den Festigkeitsversuchen verwendete man vier quadratische Barren von 0,6 bis 0,81 Meter Länge und ungefähr 1, 4, 9 und 16 Quadratcentimeter Querschnitt, welche an den Enden auf Schneiden aufgelegt und in der Mitte belastet wurden. Der schwächste Stab zeigte bei 0,57 Meter freier Länge bis zu 40 Kil. Belastung eine regelmäßige Biegungszunahme von 2,495 Millim. pro 10 Kilogr., woraus sich der Elasticitätsmodulus 18929000000 Kil. pro Quadratmeter ableitet, der nicht hinter demjenigen der guten Eisensorten zurück bleibt. Nimmt man 40 Kil. als die der Elasticitätsgrenze entsprechende Belastung an, so würde man als Tragmodul erhalten 8731000 Kil., also bedeutend weniger als bei schmiedeeisernen Stäben. Bei dem zweiten Barren erhält man den Elasticitätsmodulus 16300000000, bei dem dritten 16011400000 und bei dem vierten 16240000000 Kil. pro Quadratmeter. Aus dem letzten 4 Centimeter im Quadrat starken Barren wurde ein fünfter von nur 9 Mill. Stärke geschnitten, welcher durch und durch aus umgewandeltem Gußeisen bestand, und dieser führte auch auf den etwas höheren Elasticitätsmodulus 16579000000 Kil., wogegen ein sechster 15 Mill. im Quadrat starker Barren, der aus der Mitte des vierten Barrens ausgeschnitten war, nur 14785000000 Kil. (wie gutes Gußeisen) ergab. Das schmiedbare Gußeisen ist also in dicken Stäben nicht bis auf den Kern hinein in Schmiedeeisen verwandelt, dagegen zeigte ein 5 Mill. starker quadratischer Stab von diesem Metall eine Zugfestigkeit von 35 Kil. pro Quadratmillimeter, also fast soviel als Schmiedeeisen in Stäben. (Annales du Conservatoire. Nr. 8, Avril 1862.)

Officielle Prüfung der Eisenbahn von La Croix-Rousse. — Die im 5. Hefte dieses Jahrganges des Civilingenieur beschriebenen Bremsvorrichtungen der schiefen Ebene von La Croix-Rousse, welche eine Neigung von 16 auf 100 besitzt, sind einer officiellen Prüfung durch eine Commission von Ingenieurs unter Vorsitz des Oberingenieurs Eynard unterworfen worden, worüber wir hier nach dem Génie industrielle, Nr. 139, Folgendes mittheilen wollen. Jeder Zug besteht aus zwei großen Waggons mit 200 Sitzplätzen und wird mittelst einer 150pferdigen Dampfmaschine an einem Seile aufgezogen, welches sich um eine 4,5 Meter hohe Trommel am oberen Ende der schiefen Ebene aufwickelt. Die Dampfmaschinen sind horizontale Maschinen mit 2 Met. Hub; die Dampfkessel sind Röhrenkessel mit künstlichem Zug mittelst eines Ventilators, der, sowie die Pumpen, durch eine zehnpferdige Maschine getrieben wird. Das Seil besteht aus 252 Gußstahldrähten von 2 Millim. Durchmesser und kann ungefähr 100000 Kilogramme tragen, während es nur auf 9000 Kilogr. in Anspruch genommen wird. Bei den vorgenommenen zwölf Versuchen rief man beim Niedergange einen Seilbruch hervor, und obgleich die beiden, je 18000 Kilogr. schweren, Waggons sich mit 2 Meter Geschwindigkeit bewegten, so kam der Zug doch nach einem Gleiten um ungefähr 3 Meter Länge zum Stillstande.

Correspondenz.

Das Literatur- und Notizblatt des „Civilingenieur" enthält in Nr. 5, S. 68, ein Referat aus der „Zeitschrift deutscher Ingenieure" meine Abhandlung „Ueber eine verbesserte Turbinenconstruction" betreffend, in welchem in Bezug auf die von mir als neu aufgestellten Constructionen der Turbinen mit Rückschaufeln gesagt ist:

„dieselbe Construction hatte übrigens Herr Sektionsrath Rittinger in seinen „Rohrturbinen" schon früher vorgeschlagen".

Dieser Ausspruch Ihres Herrn Referenten veranlaßt mich, um von mir den Vorwurf eines geistigen Diebstahls abzuwenden, darauf aufmerksam zu machen, daß, wie aus meiner Abhandlung hervorgeht, die Versuche mit einer von mir construirten Turbine mit Rückschaufeln, bereits Mitte des Jahres 1858 stattgefunden haben und daß man mir demnach einen zu weiten Blick in die Zukunft zutraut, wenn ich die Construction dieser Turbine aus einem Werke entlehnt haben soll, welches erst im Jahre 1861, also ca. 3 Jahre später, erschienen ist. Ich gebe nun gern zu, daß ebenso wie ich die Idee der Rückschaufeln vor Erbauung jener Versuchsturbine gehabt haben muß, auch der geehrte Verfasser der „Rohrturbinen" schon vor Erscheinen seines Werkes sich derselben Idee bewußt gewesen sein muß, es würde daher zur Feststellung des Prioritätsrechtes der Erfindung der Rückschaufeln die bestimmte Zeitangabe nöthig sein, in welcher bei dem Einen oder dem Anderen von uns Beiden die Idee so zur Reife gediehen war, daß dieselbe in's praktische Leben übertragen oder mindestens veröffentlicht werden konnte.

Diese Prioritätsfrage zu erledigen ist aber hier nicht mein Zweck, sondern dieser besteht einfach darin, dem Ausspruch Ihres Herrn Referenten gegenüber, den Beweis zu führen, daß ich selbstständig und unabhängig von den betreffenden Arbeiten des Herrn Sectionsrathes Rittinger meine Construction der Turbinen mit Rückschaufeln entworfen und ausgeführt habe; es bedarf zu diesem Zwecke für jeden vorurtheilsfreien Kritiker nur des Hinweises auf die, aus meiner erwähnten Abhandlung ersichtliche, Motivirung meiner Construction der Rückschaufeln und einer Prüfung der Motive, welche den geehrten Verfasser der „Rohrturbinen" zu seiner Construction der Rückschaufeln veranlaßten.

Gleichzeitig verweise ich auf die von Ihnen in derselben Nummer des Literatur- und Notizblattes citirte Schrift „Ueberblick der verschiedenen Turbinentheorieen", in welcher der geehrte Verfasser derselben, der k. k. Oberkunstmeister Herr G. Schmidt, ebenfalls den Entwurf meiner Turbinenconstruction mit Rückschaufeln als „unabhängig von Rittinger's Arbeit" anerkennt und auch eine charakteristische Verschiedenheit beider Constructionen der Rückschaufeln dadurch hervorhebt, daß er besonders „der Rittinger'schen Schaufelform Fig. 3" und „der Hänel'schen Construction mit Rückschaufeln Fig. 4" erwähnt.

Wenn ich durch meine vorstehende Auseinandersetzung, keineswegs das mögliche Prioritätsrecht des Herrn Sectionsrathes Rittinger auf die Erfindung der Rückschaufeln anzugreifen gewillt bin, so bin ich nichtsdestoweniger nicht gewillt, meine wohlberechtigten Ansprüche auf den selbstständigen Entwurf der Rückschaufeln durch den Ausspruch Ihres Herrn Referenten beeinträchtigen zu lassen oder aufzugeben, vielmehr werde ich dieselben jederzeit und gegen Jedermann aufrecht erhalten.

Was mich aber im allgemeinen Interesse der Sache freut, ist: daß eine solche Autorität wie Herr Sectionsrath Rittinger die Construction der Turbinen mit Rückschaufeln empfiehlt, und daß dadurch der, wegen des günstigen praktischen Erfolges, wohlverdienten Verbreitung und Anwendung dieses Turbinensystemes mehr Vorschub geleistet wird, als es je durch meinen in der technischen Welt weniger bekannten Namen geschehen konnte.

Magdeburg, den 17. September 1862.

Ed. Hänel,
Maschinendirector.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achten Bande des

Civilingenieur.

№ 7.

Literatur.

Neue allgemeine Methode zur elementaren Bestimmung des Maximums und Minimums von Dr. W. Schrader, Director der Königlichen Provinzial-Gewerbeschule in Halle a. d. S. Mit einer Figurentafel. Halle, Schrödel und Simon. 1862.

Es giebt bekanntlich mancherlei stereometrische und mechanische Aufgaben, bei denen die Bestimmung des Maximums oder Minimums von Interesse und Wichtigkeit ist, man hat sich aber bis jetzt bei der elementaren Behandlung dieser Probleme nicht gut anders als durch Uebertragung der Methode der Differenzialrechnung in populäre Ausdrucksweise zu helfen gewußt, was selten einen etwas störenden Eindruck zu machen verfehlt. Die in der vorliegenden Schrift dargelegte Methode beruht dagegen ganz auf den einfachsten Grundbegriffen der Mathematik und bedarf durchaus nicht der Herbeiziehung des Begriffes des Unendlichkleinen, sie füllt also diese Lücke in der jetzt so allgemein gewordenen elementaren Behandlungsweise aus, überdies ist aber diese Schrift noch interessant und wichtig durch die durchgeführten Beispiele aus der Geometrie und Mechanik, durch die reichliche Beispielsammlung (mit Lösungen), welche im fünften Abschnitte angehangen ist, und durch die Darlegung und Kritik der älteren elementaren Methoden, vor denen sich die Schrader'sche Methode unbedingt vortheilhaft auszeichnet.

Beobachtungen und Untersuchungen über die Genauigkeit barometrischer Höhenmessungen und die Veränderungen der Temperatur und Feuchtigkeit der Atmosphäre von Dr. Carl Maximilian Bauernfeind. Mit 79 Tabellen, darunter 6 zur Höhenberechnung, und einer Steinzeichnung. München. Literarisch-artistische Anstalt der J. G. Cotta'schen Buchhandlung. 1862.

Wenn es auch keine einfachere und raschere Methode der Höhenmessung geben kann, als das barometrische Höhenmessen, und es deshalb namentlich zur Aufnahme geognostischer Profile und bei Reisen vielfache Anwendung gefunden hat, so haftet dieser Methode der Höhenbestimmung doch noch immer der Makel an, daß man ihr im Allgemeinen nicht die erforderliche Zuverlässigkeit zutraut, und es ist daher gewiß ein vom technischen Publikum mit großer Dankbarkeit anzuerkennendes Unternehmen, daß Herr Prof. Bauernfeind mit Hilfe mehrerer Studirenden an der Münchener Ingenieurschule eine mit größter Umsicht und Sorgfalt durchgeführte vergleichende Messung vornahm, um über den Grad der Genauigkeit dieser Höhenmessungsmethode ein triftiges Urtheil zu gewinnen, und diese Messung nebst den zahlreichen dabei gemachten sonstigen Beobachtungen und daran geknüpften theoretischen Untersuchungen in der oben genannten Schrift ausführlich darlegt. Die Bauernfeind'schen Beobachtungen beziehen sich auf den „hohen Miesing" im bayerischen Hochgebirge, welcher Berg genau nivellirt und mit Versuchsstationen besetzt wurde, auf welchen vom 11. bis 29. August 1857 zu verschiedenen Tagesstunden gleichzeitig Beobachtungen an verglichenen Barometern, Thermometern und Psychrometern angestellt und notirt wurden. Zur Berechnung wurde eine berichtigte Barometerformel angewandt, deren Ableitung natürlich hier gegeben ist. Die Temperaturbeobachtungen führten auf eine Formel zur Correction des Einflusses der Wärmestralung des Erdbodens und gaben Gelegenheit zu Untersuchungen über die räumlichen Temperaturänderungen der Atmosphäre, die Abnahme der Temperaturen mit der Höhe und der geographischen Breite. Endlich ergeben sich auch aus den Psychrometerablesungen interessante Folgerungen über den Gang der Veränderung der absoluten und relativen Feuchtigkeit der Luft. Das Hauptergebniß aller dieser mühevollen Arbeiten, nämlich daß bei guter Wahl der Tagesstunden, gleichzeitiger Beobachtung an zwei, in mäßigem Horizontalabstande von einander gelegenen Stationen, Berücksichtigung des Feuchtigkeitszustandes der Luft und der Wärmestralung des Bodens, Anwendung sorgfältig gearbeiteter und genau verglichener Instrumente und nicht zu geringer Zahl der Beobachtungen Resultate zu erzielen sind, welche für die meisten technischen Zwecke genügend genau sind, ist jedenfalls ein recht erfreuliches und stimmt vollkommen mit den, auf S. 84 d. Bl. vom Jahre 1861 referirten Beobachtungen von Prediger.

Bericht über die zweite Versammlung von Berg- und Hüttenmännern zu Wien (21. bis 28. September 1860). Redigirt und herausgegeben vom Comité der Versammlung. Mit 6 Figurentafeln und 4 Holzschnitten. Wien 1862. Verlag von Förster und Bartelmus.

Der größte Theil des Inhaltes dieses Berichtes ist natürlich rein berg- und hüttenmännischer Natur, in welcher Beziehung viel Werthvolles geboten wird, außerdem sind eine Anzahl von Beilagen vorhanden, welche von mehr allgemeinem Interesse für den Civilingenieur sind. Wir erwähnen davon eine neue Armconstruction für hölzerne Wasserräder, ein Dampfgebläse verbesserter Construction, eine Holzschneid- und Spaltmaschine, ein Universalwalzwerk verbesserter Construction, Notizen über gußeiserne Ziegel u. s. w. Tafeln und sonstige Ausstattung sind vorzüglich.

Skizzenbuch für den Ingenieur und Maschinenbauer. Eine Sammlung ausgeführter Maschinen, Fabrikanlagen, eiserner Bauconstructionen, sowie anderer Gegenstände aus dem gesammten Gebiete des Ingenieurwesens. Bearbeitet und herausgegegen von F. K. H. Wiebe, Professor und ordentlichem Lehrer der Maschinenkunde am Königlichen Gewerbeinstitut und an der Königl. Bauakademie in Berlin, Ingenieur und Mühlenbaumeister. Heft XX bis XXII. Berlin 1862. Verlag von Ernst und Korn (Gropius'sche Buch- u. Kunsthandlung).

Die vorliegenden 3 Hefte des Skizzenbuches enthalten nur Ausführungen der Borsig'schen Maschinenfabrik in Berlin und zwar Heft XX 6 Tafeln Zeichnungen zu einer großen Scheere, einem Eisenschneidewerk mit oscillirender Dampfmaschine und einem großen Blechwalzenständer mit Hebevorrichtung, zu den Holz-, Puddel- und Schweißöfen und dem Trockenhaus für die Walzwerksanlage des Herrn Arppe zu Wartzila in Finnland. Heft XXI bringt auf 6 Tafeln die Raffineriegebäude der Actien-Zuckersiederei zu Halle a/S. mit Details der Gebäude, Säulen und Fenster, das Kesselhaus, den Filterthurm und die Niederlagsgebäude derselben. Im XXII. Hefte sind 4 Tafeln einer 30pferdigen Woolf'schen Dampfmaschine gewidmet, welche somit ziemlich detailirt behandelt ist, die 5. und 6. Tafel zeigt die kräftigen hydraulischen Hebevorrichtungen, mittelst deren die Locomotiven der Borsig'schen Fabrik aus den Montirungswerkstätten sofort in das Planum der Berlin-Stettiner Eisenbahn gehoben werden, sammt Details.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. 1862. Band VI. Heft 1—6.

Elster, Beitrag zur Kenntniß der Leuchtkraft der Leuchtmaterialien.

Schönemann, Einrichtung und Betrieb der flachen Förderschächte. — Auf mehreren Saarbrückener Gruben hat man neuerdings auf den Flötzen selbst flache Schächte angelegt, deren Herstellungskosten durch die gewonnene Kohle gedeckt sind, und deren zweckmäßige Einrichtung hier ausführlich abgehandelt wird. Die Schienen, welche an den Enden mit Laschen und Stühlchen unter sich verbunden und auf die Stoßschwellen aufgeschraubt, auf den in $^1/_2$ Lachter Abstand von einander liegenden Zwischenschwellen aber mit Hakennägeln befestigt sind, sind $2^1/_2$ Lchtr. ($16^2/_3$' rhein.) lang, $2^1/_2$" hoch, im Stege und stark gewölbtem Kopfe $^3/_8$", im Fuße $^1/_4$" stark und 2" breit und wiegen 100 Pfd. Die Schwellen sind 4" hoch, unter den Stößen 6", dazwischen 4" breit. Die Spurweite beträgt 28", die Entfernung der Mittellinien zweier nebeneinander liegender Bahnen 42". Zwischen den Schienen sind darüber hervorstehende Leitungshölzer angebracht, welche bei Axbrüchen die Wagen auffangen sollen und deshalb oben mit Bandeisen belegt sind. Die Schienen sind unter $^1/_{20}$ nach innen geneigt, und daher die Radreifen mit einem entsprechenden Conus versehen. Auf $2^1/_2$ Lchtr. Länge kostet ein doppeltes Geleis an Eisentheilen 24 Thlr. 14 Sgr. 8 Pf., an Holz 7 Thlr. 22 Sgr. 8 Pf. und für den Einbau ebensoviel, also zusammen 40 Thlr. Auf diesem Geleise gehen 10 Ctr. Kohlen fassende und 5 Ctr. schwere Wagen von $4^1/_2$' Länge, so daß etwa 3 aneinandergehangene Wagen die Länge einer Schiene einnehmen. Sie haben vorn und hinten vorstehende Zugstangen mit Augen und werden unter sich durch einen doppelten Haken verbunden, der in der Mitte durch ein Kettenglied beweglich gemacht ist. Wenn aber bis zu 10 Wagen auf einmal am Seile zu befestigen sind, so ist das Aneinanderhängen der Wagen wegen möglicher Hakenbrüche gefährlich und man läßt deshalb das Seil unter dem ganzen Zuge hingehen und verbindet die Wagen noch außerdem mit dem Seile, wozu an demselben in Abständen von $5^2/_3$' Knoten angebracht sind, gegen welche sich Charnierhaken stützen, oder man theilt die Züge in 2 Partieen von höchstens 5 Stück ab und hängt die hinterste Partie direct an das Ende des Seiles, die vordere aber mittelst eines der eben beschriebenen Haken an das darunter weggehende Seil an. Ersteres Verfahren ist natürlich sicherer. Am oberen und unteren Ende der Schächte sind horizontale Anschlagesörter von genügender Länge, um einen Zug darauf zu arrangiren, hergestellt, von denen Umbruchsörter zum Abfahren der leeren Wagen, was durch Pferde geschieht, ausgehen. Wo die Seile so liegen, daß die Wagenräder darüber gehen, da sind sie zwischen versenkten Schienen untergebracht und werden von 6" hohen gußeisernen Rollen in Abständen von $2^1/_2$ Lchtr. getragen. Im flachen Schachte selbst läuft das Seil auf leichten, mit Blech überzogenen hölzernen Rollen von $9^1/_2$" Durchmesser, welche 3 Lchtr. weit auseinander liegen und sich um $1^1/_8$" dicke Bolzen drehen. Die Fördermaschine steht am besten direct hinter dem oberen Anschlagepunkte, oder über Tage, wo dann für die Seile im Schachte 7" weite Leitungslutten erforderlich sind. Die unterste Seilrolle an einem solchen Schachte wird auf der unteren Seite mit einem Mantel umgeben, an den sich kurze Röhrenstücken anschließen. Hierdurch wird das Seil so gut geleitet, daß sich bei entstehendem Hängeseil keine Schlingen im Schachte bilden können. Auf Gerhard-Grube geht jedes Drahtseil (9''' stark aus 28 Drähten von Nr. 11) 7 bis 8 Monate und fördert 810 bis 880 Tausend Ctr. Steinkohle bei $9^1/_2{}^0$ Fallen und 120 Lchtr. Länge des flachen Schachtes, was nur $4^3/_4$ bis 5 Pf. Seilverbrauch auf 100 Ctr. ergiebt. Die gesammten Kosten berechnen sich daselbst auf 6 Sgr. 7 Pf. Bei jedem Zuge wird von unten ein Glockensignal nach dem oberen Anschlagpunkte und von dort nach der Maschine gegeben; eine solche Signalvorrichtung kostet auf 120 Lchtr. Länge 56 Thlr. Auf horizontaler Bahn braucht man für leere (540 Pfd. schwere) Wagen bei nicht abgedrehten Zapfen zum Anziehen 9,6, zum Bewegen 7,8 Pfd. Zugkraft, bei abgedrehten Zapfen $7^1/_2$ Pfd., für geladene Wagen (1600 Pfd. schwer) bei nicht abgedrehten Zapfen zum Anziehen 30,4, zum Bewegen 25,8 Pfd. und bei abgedrehten Zapfen $19^1/_2$ Pfd.

Hammer, Beschreibung einer Holzgasfabrik zu 500 Flammen. — Nebst 3 Tafeln.

Hammer, Dampfventil für Montejus. — Die in den Zuckerfabriken benutzten Hebevorrichtungen, welche durch directen Dampfdruck wirken, sind meist mit Hähnen versehen, die um so rascher undicht werden, je häufiger sie gedreht werden

müssen, und deshalb schlägt der Herr Verfasser einen Drehschieber vor, der sich allerdings dichter halten dürfte, aber wohl auch schwerer zu bewegen sein wird.

Röntgen, über Hammerräder. — In der Remscheider Umgegend sind ca. 200 kleine oberschlägige Hammerräder mit 16 ebenen, am äußeren Radumfange ca. 41° gegen den Radius geneigten Schaufeln im Gange, welche nur 45 bis 60 Proc. so hoch, als die benutzten Gefälle sind und direct auf die Hämmer wirken, indem sie ihnen mit 10 auf der Welle sitzenden Daumen gegen 360 Anhübe pro Minute ertheilen. Der Wirkungsgrad dieser Räder sinkt bei dieser Umdrehungsgeschwindigkeit bis auf 0,25. Herr Röntgen hat auch den Ausflußcoefficienten der Aufschlagsgerinne ermittelt. Dieselben sind 12′ lang, hinten 5 bis $5\frac{1}{2}$′ breit und vorn bis auf $2\frac{1}{2}$ bis $3\frac{1}{2}$′ zusammengezogen, besitzen vorn eine um 28 bis 32° gegen den Horizont geneigte, 1 bis 4′ lange, Schußrinne und werden durch eine Schütze mit zugeschärfter Kante geschlossen, welche in der Schußrinne selbst liegt und deren Aufstand 4 bis 5″ tiefer liegt, als der Gerinnboden. Der Ausflußcoefficient beträgt 0,919. Die Hämmer sind nur 90 Pfd. schwer, die Hammerwellen 3 bis 4′ stark. Vorgelege und bessere Motoren (Dampfmaschinen und Turbinen) sollen sich nicht tauglich erweisen.

Thometzek, Bremsversuche an der Dampfmaschine einer Zinkaufbereitungsanstalt. — Die betr. Maschine, welche 10″ Kolbendurchmesser und 21″ Hub besitzt, mit 60 Pfd. Druck im Kessel (55 Pfd. im Schieberkasten der 90′ von den Kesseln entfernten Maschine) und halber Füllung arbeitet, betreibt 2 große Läutertrommeln, 4 Separationstrommeln und 16 hydraulische Setzmaschinen. Beim Leergange, wo nur die Hauptwelle mit 48 bis 53 Umdrehungen bewegt wurde, betrug die Leistung 16,2 bis 17,4 Pferdekräfte; der Betrieb von 2 leeren Läutertrommeln brauchte 16,6, der von 2 leeren Läutertrommeln und 16 leeren Setzmaschinen 12,7, im beladenen Gange aber 8,9 Pferdekräfte u. s. w. Eine Erklärung dieser Abnormitäten ist nicht gegeben.

Holzimprägnirungsanstalt von J. Rüttgers zu Kattowitz. — Die blechernen Imprägnirungscylinder sind 26 und 32′ lang, 5′ weit, auf der einen Seite mit flachen Böden, auf der anderen mit gußeisernen Verschlußdeckeln versehen, besitzen im Innern ein Paar Eckschienen, auf welchen die per Eisenbahn zugeführten niedrigen Wagen für die Schwellen stehen, und sind mit einem Federmanometer, einem Sicherheitsventil, einem Vacuummeter, einem Thermometer, einem Ablaßhahn und einer Ablaßschraube für das Condensationswasser armirt. Zum Betrieb der doppeltwirkenden Luftpumpe mit 8″ Kolbendurchmesser und 12″ Hub und der beiden dreizolligen Druckpumpen mit 9″ Kolbenhub dient eine 12pferdige Dampfmaschine. Unter den Cylindern befindet sich ein Bassin für die Zinkchloridlösung (3° Beaumé) und vor der Luftpumpe ein von außen abgekühlter Condensator. Das Holz wird zunächst 2 bis 6 Stunden lang gedämpft, dann wird der Dampfhahn und die Condensationswasserablaßschraube geschlossen und durch die Luftpumpe 30 Minuten lang ein Vacuum von 20″ Quecksilber erzeugt. Nun wird auch diese Pumpe abgestellt und die Chlorzinklösung eingepumpt, welche 2 bis 5 Stunden lang mit 100 Pfd. Druck auf den Hölzern stehen bleibt. Die ganze Behandlung dauert bei frischem Kieferuholz 12, bei trockenem 6 Stunden und dabei nehmen die Hölzer bis 22 Pfd. Lösung pro Cubikfuß auf (der Normalsatz ist 16 bis 18 Pfd.). Die Kosten werden mit 7 Thlr. pro 100 Cubikfuß berechnet und jährlich 40000 Cubikfuß Holz imprägnirt.

Gargan's selbstthätige Speisevorrichtung für Dampfkessel. — Am Kessel ist eine messingene Büchse mit einer cylindrischen Bohrung und 3 Ansatzrohren angeschraubt, in welcher sich ein hohler Metallkolben bewegt, der ebenfalls drei Seitenöffnungen besitzt. Von den Canälen an dem Gehäuse steht einer mit dem Wasserzuflußrohre, der gegenüberliegende aber mit dem Kesselraume in der Höhe des normalen Wasserstandes und der dritte mit dem tieferen Wasserraume in Verbindung; die Canäle des Schiebers oder Kolbens sind so eingerichtet, daß entweder letztere beiden Canäle des Gehäuses unter sich und mit der Hohlung des Kolbens verbunden sind, oder daß blos der das Speisewasser zuführende Canal mit der Hohlung des Kolbens communicirt. Ist Letzteres der Fall, so füllt sich der Kolben mit Speisewasser aus einem hochgelegenen Reservoir, und wenn dann der Kolben durch die Maschine in die zweite Stellung versetzt wird, so wird dieses Wasser in den Kessel treten, falls der Wasserstand im Kessel unter den normalen Wasserstand gesunken ist, oder es kann nicht austreten, falls der Kessel noch genügend gefüllt ist.

Ueber das Hohlwerden der Schieberflächen — bemerkt Herr Richter, daß es bei Locomotiven namentlich dann eintritt, wenn die Maschinen mit Steinkohlen gefeuert werden, und daß messingene oder mit Weißguß ausgegossene Schieber sich besser halten, ferner erwähnt Herr Werner, daß das Convexwerden der Expansionsschieber bei der Meyerschen Steuerung dadurch vermieden werden kann, daß die Mittellinie der Expansionsschieberstange in die Gleitfläche dieses Schiebers verlegt und der Grundschieber mit einer entsprechenden Vertiefung versehen wird.

Werner, über Sicherheitsventile. — Nach einer Kritik der von Prof. Klotz gemachten (auch in d. Bl. laufend. Jahrgangs S. 24 referirten) Vorschläge wird theoretisch nachgewiesen, daß ganz ebene Tellerventile, welche auf dreieckig zugeschärfte Sitze aufschlagen, am ehesten eine constante Spannung während des ganzen Ventilhubes und ein nicht zu zeitiges Abblasen erwarten lassen.

Grashof, Kritik der Schmidt'schen Dampfmaschinentheorie. — Eine vorzüglich interessante Darlegung und Besprechung dieser Theorie.

Völckers, über die amerikanischen Versuche über Expansion. — Genauere Prüfung der von Stimers im Journal of the Franklin Institute veröffentlichten und im „Civilingenieur" Band VII, Seite 311, in der Uebersetzung mitgetheilten Versuche über die ökonomischen Vortheile der Expansion. Dieselbe ergiebt, daß bei der zu den Versuchen benutzten Maschine sehr starke Dampfverluste vorhanden gewesen sind, welche nicht berücksichtigt wurden, und daß unter Berücksichtigung derselben der ökonomische Vortheil der Expansion sich ganz anders herausstellt, nämlich als noch bis zu $\frac{1}{6}$ Füllung wachsend. Herr Völckers findet seine schon früher aufgestellte Formel über den Dampfverlust (Zeitschr. des Vereins deutscher Ing. Bd. III, S. 327), wonach derselbe nur vom Cylinderdurchmesser und dem Dampfdruck vor und hinter dem Kolben abhängig ist, bestätigt und erklärt hieraus den überraschenden Umstand, daß die Schmidt'sche Dampfmaschinentheorie auf einen ähnlichen günstigsten Expansionsgrad führt,

als die Erie-Versuche. Die Schmidt'sche Formel macht nämlich den Dampfverlust direct von der Umdrehungszahl abhängig. Herr Völckers zieht endlich aus seiner sehr interessanten Discussion den Schluß, daß in der Nähe des günstigsten Expansionsgrades nur noch geringe Differenzen stattfinden, was bezüglich der Anschaffung wohl zu beachten ist, daß bei einer gegebenen Maschine eigentlich kein Maximum denklich ist, weil bei verminderter Füllung die Spannung gesteigert werden muß, und daß es stets vortheilhafter ist, eine Maschine durch variable Expansion, als durch Drosselung des Dampfes zu reguliren.

Legirung für Kolbenringe. — Eine zu Locomotivkolbenringen passende Legirung wurde zusammengesetzt gefunden aus Zinn 66,23, Antimon 7,42, Blei 23 Kupfer 3,34, Eisen 0,29.

Hörmann, expandirbarer Dorn für Drehbänke. — Durch diesen Dorn werden die abzudrehenden Gegenstände nicht nur festgehalten, sondern zugleich centrirt. Er besteht aus einem cylindrischen Stück, welches in der Mitte conisch verstärkt und auf dem Conus mit 4 Nuthen versehen ist, in welchen entsprechend geformte Keile gleiten. Am Ende befindet sich ein Schraubengewinde und eine Mutter, durch welche die Keile auf dem Conus hinaufgeschoben und also in das abzudrehende Stück eingepreßt werden.

(Fortsetzung folgt.)

Bekanntmachung,

Preisausschreiben des Sächsischen Ingenieur-Vereins betreffend.

In Folge der unter dem 2. December 1860 veröffentlichten Aufforderung zur Preisbewerbung für eine den **Hausschwamm** v ständig behandelnde Arbeit waren bis zum 31. December 1861 sechs Arbeiten eingegangen, von denen jedoch vier, da sie theils schon der Literatur angehörten, theils in formeller und materieller Hinsicht sehr mangelhaft waren, ausgeschieden werden mußten, während nur eine mit dem Motto:

„Prüfet Alles und das Feste behaltet",

und eine andere mit dem Motto:

„So wie der wahre Grund gefunden,
Ist auch das Uebel bald verschwunden",

einer näheren Prüfung und Beurtheilung unterzogen wurden, zu welchem Behufe sich der Verwaltungsrath durch Zuwahl des Herrn **W. E .a**, Professors der Chemie an der königl. polytechnischen Schule, des Herrn Landbaumeister **Marx** und des Herrn **J. Müller**, Oberlehrers der Naturwissenschaften hierselbst zum Preisgerichte constituirte.

Obgleich die letztgenannte Arbeit die reichhaltigste, insbesondere in Bezug auf die Beantwortung der Fragen 2 und 3 war, und derselben deshalb eine Anerkennung nicht versagt werden konnte, so trug sie doch mehr den Stempel einer fleißigen Zusammenstellung, während die vorletzt genannte Arbeit mit dem Motto: Prüfet Alles ꝛc. offenbar von mehr Originalität und selbstständiger Forschung zeugte. Da indeß auch diese Arbeit nicht vollständig und erschöpfend anerkannt werden konnte, so beschloß das Preisgericht, derselben die Hälfte des ausgesetzten Preises, demnach **Fünfzig Thaler**, zuzuerkennen, welcher Beschluß in der Versammlung des Ingenieur-Vereines am 14. September Genehmigung erhielt.

Nach Eröffnung des betreffenden Couverts ergab sich als Verfasser der letztgenannten Arbeit: Herr Dr. **Gustav Leube** s., Apotheker, Lehrer der Chemie an der Fortbildungsschule und Cementfabrikant in Ulm.

Gleichzeitig beschloß der Verein, den Gegenstand hiermit nicht als erledigt zu betrachten, sondern nochmals einen Preis und zwar von **Fünfzig Louis'dor** für eine den **Hausschwamm** vollständig behandelnde Arbeit auszuschreiben.

Ueber diese Arbeit wird Folgendes festgesetzt:

Dieselbe soll enthalten:

1) Ermittelung und Angabe der verschiedenen Entstehungsursachen des sogenannten Hausschwammes unter Aufführung der einzelnen verschiedenen Arten und Varietäten der Pflanze selbst und ihrer Lebensbedingungen.
2) Theoretisch entwickelte und durch praktische Ausführungen und Erfahrungen bestätigte Angabe über Abhaltung, sowie nachhaltige Zerstörung und Beseitigung des Hausschwammes in Gebäuden, an Brücken und bei sonst constructiv verwendeten Hölzern.
3) Resultat der aus der vorhergehenden ausführlicheren Aufstellung zu ziehenden Folgerungen mit specieller Angabe der bewährtesten Mittel.
4) Angabe der diesen Gegenstand bereits behandelnden Literatur.

Die Concurrenzarbeiten sind in deutscher Sprache abzufassen, deutlich geschrieben bis zum **31. December 1863** an den Verwaltungsrath des Sächsischen Ingenieur-Vereines in Dresden einzusenden und mit einem versiegelten Couvert zu begleiten, welches Namen und Wohnort des Preisbewerbers enthält, und äußerlich mit einer auch auf die Concurrenzarbeit aufgeschriebenen Devise versehen ist.

Das Preisgericht besteht aus den 5 Mitgliedern des Verwaltungsrathes, welche sich durch Zuwahl von 3 sachverständigen Vereinsmitgliedern zu 8 Preisrichtern verstärken. Der ausführlich motivirte Beschluß des Preisgerichtes wird in einer Versammlung des Vereines mitgetheilt und dabei die Eröffnung des versiegelten Couverts vorgenommen, welches zu der für preiswürdig befundenen Concurrenzarbeit gehört.

Die für preiswürdig befundene Arbeit wird auf Kosten des Vereines gedruckt werden.

Entspricht eine Arbeit nicht allen gestellten Anforderungen, erscheint sie aber doch in mehrfacher Beziehung als werthvoll, so kann ihr ein Theil des Preises zuerkannt werden.

Der Beschluß des Preisgerichtes wird in denjenigen Blättern öffentlich bekannt gemacht, in welchen diese Aufforderung zur Preisbewerbung veröffentlicht wurde.

Die nicht für preiswürdig befundenen Arbeiten werden an diejenigen Einsender, welche sich deshalb im Verlaufe des nächsten Halbjahres nach Veröffentlichung des Preisgerichtsbeschlusses an den Vorsitzenden des Verwaltungsrathes wenden, mit den uneröffneten Couverts zurückgegeben. Die anderen versiegelten Couverts, welche zu nicht preiswürdigen Arbeiten gehören, werden nach Ablauf der oben angegebenen Frist uneröffnet verbrannt werden.

Dresden, am 17. September 1862.

Der Verwaltungsrath des Sächsischen Ingenieur-Vereins.

H. Kell, Oberingenieur der Chemnitz-Annaberger Staatseisenbahn, als Vorsitzender.
O. B. Günther, Baumeister, als Stellvertreter des Vorsitzenden.
C. L. Galle, Telegraphendirector, als Secretair.
G. Brescius, Ober-Ingenieur und Director der Albertsbahn, als Stellvertreter des Secretairs.
E. Bake, Betriebs-Ingenieur an der S. Böhm. Staatsbahn, als Cassirer.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achten Bande des

Civilingenieur.

№. 8.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. 1862. Band VI. Heft 1—6.

(Schluß.)

Ostendorf, Aufstellung der Gitterbrücke über die Alle bei Wehlau. — Genannte, in der Königsberg-Eydtkuhner Eisenbahn gelegene Brücke überschneidet die Alle unter einem Winkel von 56° und besteht aus 2 Abtheilungen mit je zwei $8\frac{1}{2}$′ hohen, 14′ 6″ auseinanderstehenden Gitterträgern, wovon die eine über drei $87\frac{1}{2}$′ weite, die andere über zwei ebenso weite Oeffnungen hinwegreicht. Die totale Länge beträgt 437′, das Gewicht der Eisenconstruction 5000 Centner. Um eine Rüstung zu sparen, wurde die Brücke sammt Kreuzverstrebungen auf den Ufern vollständig zusammengesetzt und nach der schon mehrmals beschriebenen Methode hinübergewalzt. Hierzu bediente man sich dreier Paare von $5\frac{1}{2}$″ starken schmiedeeisernen Walzen, an deren einem Ende Sperräder saßen, in welche $13\frac{1}{2}$′ lange Hebel mit Klinken eingriffen. Die zusammengehörigen Walzen lagen den Pfeilern parallel und die Enden der Hebel waren durch hölzerne Stangen verbunden, an denen 10 auf einem über die obere Gurtung der Gitterwände gelegten Gerüste stehende Arbeiter anfaßten. Der Hub war durch Bügel begrenzt und so eingerichtet, daß die Brücke bei jedem Hube um 3″ vorrückte. Der lange Brückentheil wurde in 19 Stunden, der kurze in 15 Stunden auf die Pfeiler geschoben. Da die unteren Gurtplatten über den Stoßfugen mit Laschen verbunden waren, so füllte man erst die Zwischenräume der Laschen durch eingelegte Platten aus, fand es aber später bequemer, statt dieser Platten blos keilförmige Eisenstücke anzulegen.

Boner, Einfluß der Abkühlung der Cylinder auf den Dampfverbrauch der Dampfmaschinen. — Die Temperatur der Wandungen der Dampfcylinder wird etwa die Mitte zwischen der höchsten und niedrigsten Temperatur des eintretenden und des Gegendampfes sein, also bei Hochdruckmaschinen $127\frac{1}{2}$, bei Condensationsmaschinen 95° im Durchschnitt. Der mit höherer Temperatur einströmende Dampf kühlt sich an der Wandung ab und zwar um so mehr, je länger der Einströmungscanal, je größer sein Umfang und je geringer der Abstand der Wände desselben ist, wogegen der austretende Dampf diesen Wänden wieder Wärme entzieht und ungenutzt abführt. Dampfmäntel vermindern allerdings die Abkühlung des eintretenden Dampfes, vermehren aber den Verlust beim Dampfaustritt und bieten überhaupt eine größere Abkühlungsfläche, als die Cylinder an sich. Diese Verluste sind aber gewöhnlich im Verhältniß nur klein gegen diejenigen bei langen Dampfrohrleitungen.

Thometzek, über die Dauerhaftigkeit von Eisendrahtseilen. — Auf dem Sophie-Schachte der Steinkohlengrube Paulus in Oberschlesien hat ein über 7′ hohe Seilscheiben und Körbe (mit Holzfutter) laufendes, aus 6 Litzen zu 6 Drähten von Nr. 11 der englischen Lehre geschlagenes, von Felten und Guilleaume in Cöln geliefertes, mit 5140 Pfund (incl. Förderschale u. s. w.) belastetes Drahtseil ein Förderquantum von $1185469\frac{1}{2}$ Tonnen Kohle, ein anderes sogar $1895264\frac{1}{2}$ Tonnen ausgehalten, ohne ganz abgenutzt zu sein. Die Beschaffenheit der Schächte ist nicht angegeben. Fördergeschwindigkeit 10,75′ pro Secunde. Vermeidung der Stöße durch Gummipuffer und elastische Seilscheibenlager.

Rauchverzehrende Feuerung der Gebrüder Rosenthal in Berlin. — Ueber dem eigentlichen Roste liegt ein aus schmiedeeisernen, mit dem Kessel communicirenden und in zwei übereinander liegenden versetzten Reihen vertheilten Röhren gebildeter zweiter Rost, welcher das frische Brennmaterial aufnimmt und durch eine durchbrochene Ofenthüre Luft zugeführt erhält, während der untere Rost, dessen Thüre stets geschlossen bleibt, das hindurchfallende Brennmaterial aufnimmt.

Kattwinkel, Cokesausdrückmaschine mit Dampf- und Handbetrieb. — Entwurf und Zeichnung zu einer für zwei in 56′ Abstand von einander aufgestellte Batterieen (à 30 Stück) François'scher Cokesöfen mit 90 Scheffeln Ladung bestimmten Cokesausdrückmaschine, welche entweder durch eine Locomobile, oder durch Arbeiter bewegt werden kann.

Kankelwitz, der Betrieb der Schneidemühlen. Umarbeitung der von uns im „Civilingenieur, Band VIII." auszugsweise mitgetheilten, auch im Separatabdruck erschienenen Abhandlung aus dem Schulprogramm der Chemnitzer Gewerbschule.

Eichenholz, Erfahrungen mit dem Langen'schen Patent-Etagenroste. — Unter einem 20′ langen, $4\frac{3}{4}$′ weiten Cylinderkessel der Stargard-Cöslin-Colberger Eisenbahn zu Stargard mit zwei 18″ weiten Feuerröhren wurde an Stelle eines gewöhnlichen Planrostes von $4\frac{1}{4}$′ Länge und 3′ Breite ein Langen'scher Etagenrost angebracht, auf welchem der ganz staubförmige Grus (der durch ein Sieb von $\frac{1}{4}$″ Maschenweite hindurchfiel) von englischen Steinkohlen verbrannt wurde, während man auf dem Planroste den durch ein $\frac{3}{8}$zölliges Sieb durchgeworfenen Grus brannte. Man brauchte von dem ganz klaren Grus, dessen Heizwerth nur $\frac{9}{10}$ soviel als derjenige von letzterer Kohlensorte betrug, nur 2 Proc. mehr, obwohl gleichzeitig eine größere Leistung der Dampfmaschine stattfand, und schätzt daher den Gewinn auf 15 Proc. Der Langen'sche Rost gestattet die Verwendung der staubigsten Brennmaterialien, z. B. Sägespäne und giebt

fast gar keinen Rauch. Nach vorsichtig abgeführten vergleichenden Versuchen von Dr. Stammer, wobei die in einem offenen Dampfkessel von 30½' Länge und 5' Durchmesser mit einem 24½' langen, 3' weiten Sieder verdampfte Wassermenge zum Anhalten diente, und nach Versuchen auf der Steinkohlengrube Glückhilf ergab sich Folgendes:

	Verdampfte Wassermenge auf 1 Pfd. Kohle in Pfunden	Verhältniß	Kesselfläche für gleiche Dampfleistung	
Gew. Planrost	5,30	100	100	Dr. Stammer.
Gall'sche Feuerung	5,34	100,8	123,7	Dr. Stammer.
Querrost mit Einschnitten	5,62	106	50	Dr. Stammer.
Etagenrost	6,04	113,9	51,9	Dr. Stammer.
Fairbairn'scher Rost	5,04	100	100	Glückhilfgrube
Etagenrost	7,06	140	69,3	Glückhilfgrube

Der Langen'sche Etagenrost ist hiernach sowohl in Bezug auf Brennmaterialverbrauch, als auf Intensität der Dampfentwickelung sehr vortheilhaft.

Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1862. XIV. Jahrg. Heft 1 u. 2.

von Grimburg, Versuche mit der Locomotive Leopoldstadt in Temeswar. — Diese Versuche wurden im gehobenen Zustande der Maschine durch Bremsen der Triebräder angestellt, um ganz unabhängig zu sein von den Witterungseinflüssen, der Beschaffenheit des Speisewassers und den Abweichungen in der Einrichtung der einzelnen Organe. Die Maschine Leopoldstadt hat vier gekuppelte Triebräder, zwei in einem Drehgestell befindliche Laufräder, außenliegende Cylinder mit verticalem, unter der Rauchkiste verbundenem Schieberkasten, innere Frames, und zieht auf horizontaler Bahn 9000 Zoll-Centner Bruttolast mit 3 Meilen Geschwindigkeit pro Stunde. Die Versuche bezweckten namentlich die Untersuchung der die Dampfvertheilung und das Blasrohr betreffenden Fragen, und es wurden daher besondere Versuchsreihen über den Einfluß des Kesseldrucks, der Geschwindigkeit, der Füllung, des Dampfaustritts, der Compression, des Dampfeintritts, der Blasrohröffnung abgeführt, wobei der Druck im Kessel 70, 60, 50, 40 Pfund, die Geschwindigkeit 2, 4, 6 Meilen pro Stunde, die Füllung 76, 65, 45, 35, 30 Proc. und die Compression 12, 16, 25, 35 Proc. des Kolbenhubes betrug. Die abgemessenen Schieberstellungen wurden mit dem Zeuner'schen Diagramm verglichen, Indicatordiagramme an beiden Seiten des Cylinders gleichzeitig abgenommen, der Druck im Schieberkasten durch ein Manometer von Schäffer und Buddenberg, derjenige im Blaserohre durch ein offenes Quecksilbermanometer gemessen, zum Bremsen der Räder der Prony'sche Zaum verwendet, der Dampfverbrauch nach der Spielzahl der Dampfkolben berechnet. Bezüglich des Schieberkastendruckes ergab sich, daß er sowohl von der Geschwindigkeit, als von der Compression abhängt und zwar bei größerer Geschwindigkeit, größerer Füllung und geringerer Compression abnimmt, oder daß er mit dem Kesseldrucke wächst, dagegen mit der Füllung und Geschwindigkeit abnimmt, und daß hohe Compressionen störend wirken. Die Diagramme zeigten bedeutende Abweichungen von der theoretischen Curve, was sich dadurch erklärt, daß bei starker Expansion ein Theil der Wirkung durch die Condensation des Dampfes verloren geht. Die Drucklinie der Ausströmung ist dagegen eine überraschend gerade, fast horizontale Linie und zeigt ca. 2,5 Pfd. Gegendruck (bei einer Austrittsöffnung gleich $^1/_9$ der Kolbenfläche und einer Blasrohröffnung $= ^1/_{14}$). Die Compressionslinie bleibt wieder merklich unter der Linie des Mariotte'schen Gesetzes, jedenfalls in Folge von Condensation. Die Stärke der Compression nimmt mit dem Kesseldrucke ab, ist aber bei niedrigem Kesseldrucke verhältnißmäßig höher, als bei hohem. Je länger die Compressionsperiode dauert, um so stärker wächst dieser Druck, so daß der Gegendruck bei 76 Proc. Füllung und 25 Proc. Compression auf 40 Proc. des wirksamen Druckes steigt. Der Dampfverbrauch nimmt unter gleichen Verhältnissen fast proportionel dem Schieberkastendrucke ab und kann für Outsidemaschinen nicht unter 20 Pfund pro Stunde und Pferdekraft angenommen werden; hoher Kesseldruck und große Regulatoröffnung sind also wesentliche Bedingungen einer guten Leistung. Bezüglich der Füllung zeigte sich eine Füllung von ca. 40 Proc. als die zweckmäßigste Grenze. Durch die Compression wird innerhalb der Grenzen von 12 und 30 Proc. des Kolbenhubes die Nutzleistung des Dampfes um 20 bis 40 Proc. vermindert, daher ist bei der Stephenson'schen Steuerung die innere Deckung ganz aufzugeben und der Schieberweg groß anzunehmen, oder vielleicht sogar die Compression durch künstliche Vorrichtungen möglichst zu vermindern. Der Dampfverbrauch wächst endlich mit der Geschwindigkeit, so daß die Kolbengeschwindigkeit 500' pro Minute nicht überschreiten sollte. Bezüglich der Steuerung ergiebt sich, daß keine innere Deckung zu geben ist, und daß der Voreilungswinkel und die äußere Deckung am besten so zu wählen sind, daß bei 40 Proc. Füllung das äußere lineare Voreilen höchstens 3‴ und das innere Voreilen 15 Proc. des Kolbenweges betrage. Bei freier Einströmungsöffnung von $^1/_{20}$ bis $^1/_{15}$ der Kolbenfläche beträgt der von der Füllung herrührende Kolbendruck ca. 40 Proc. des Schieberkastendruckes und bei 40 Proc. Füllung beträgt die Expansionsleistung ca. 50 bis 60 Proc. von jener Füllung, also der ganze auf den Kolbenlauf reducirte positive Druck nahe 60 Proc. vom Schieberkastendrucke, wovon für den Gegendruck noch ca. 10 Pfund pro Quadratzoll abzuziehen sind. Der Kesseldruck ist unter solchen Verhältnissen etwa 20 Pfund höher, als derjenige im Schieberkasten. Dieser sehr interessanten Abhandlung sind ausführliche numerische Tabellen und 12 lithographirte Tafeln mit Diagrammen beigegeben.

Wertheim, Theorie der Quetschwalzwerke. — Versuche zur Aufstellung einer auf vielfache Beobachtungen gegründeten Theorie der zur Zerkleinerung von Erzen bestimmten Walz- oder Quetschwerke. Diese Untersuchungen führen auf folgende praktische Formeln zur Anlage neuer Quetschwerke. Nennt man r den Halbmesser der glatten Walzen in Metern, a den Durchmesser der zu quetschenden Stücke, b den Abstand der Walzen (also die äußerste Dicke, welche das erhaltene Korn haben darf), so ist $r = 8{,}2909\,(a-b)$, die passendste Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}468$ Meter, die Länge der Walze $l = \frac{2}{3} r + 0{,}25$; ist ferner Q die Quantität Erze in Cubicmetern, die in 12 Stunden durchgearbeitet werden soll, M der Coefficient für die rückwirkende Festigkeit des Haufwerkes in Kilogrammen pro Quadratmeter, λ die lebendige Kraft des Schwungrades, so ist am Umfange der Walzen von der Betriebskraft ein Druck $p = \frac{QM(a-b)}{139675\,a^2}$ Kilogramme auszuüben und dem Schwungrade die lebendige Kraft $\lambda = \frac{QM}{1470}\left(\frac{a-b}{a}\right)^2$ Kil.-Meter zu geben. Die rückwirkende Festigkeit der Massen, auf welche der Herr Verfasser seine Beobachtungen ausdehnte, betrug 146 bis 416 Kilogr. pro Quadratcentimeter.

Pfaff, Vergleichung verschiedener Arten von Dampfkesseln. — Der Herr Verfasser rangirt die verschiedenen Arten von Kesseln nach der Betriebsfähigkeit, Sicherheit und Oekonomie in folgender Weise.

	Betriebsfähigkeit.	Sicherheit.	Oekonomie.
Einfache Cylinderkessel	1	1	2
Kessel mit 1 Siederohr	1	1	2
" " 2 "	1	1	1
" " 3 "	1	1	1
Hendschelsche Kessel	3	2	2
Kessel mit 1 Feuerrohr	2	2	2
" " 2 "	2	3	2
" " vielen "	4	1	2

Die Ziffer 1 bedeutet den besten, 4 den tiefsten Grad.

Kohn, über Lange's Mikrometer. — Dieses Instrument, dessen Grade = 0,01 Millimeter sind, besteht aus einem zangenschenkelartigen Hebel, der sich mit dem Zangenende vor einem festen Zahnbacken um einen Zapfen bewegt und am Ende des langen Schenkels einen gezahnten Sector trägt. Der Letztere greift in ein Getriebe, dessen Axe wieder einen Zahnsector trägt, und dieser treibt ein in der Mitte der Zahlenscheibe sitzendes Zeigerrad. Um den Zeiger nach der Messung eines in die Zange eingeschobenen Gegenstandes wieder auf den ersten Stand zurückzuführen und die Zwischenräume in den Zähnen auszugleichen, befindet sich unter dem Zeigerrade noch ein dritter Zahnsector, welcher durch eine Spiralfeder in dasselbe eingreift.

Kohn, über einen Greifzirkel zum Messen der inneren und äußeren Durchmesser von Cylindern. — Dieser nach Angabe des Herrn Verfassers von ihm schon seit 26 Jahren angewendete bequeme Greifzirkel ähnelt vollständig einem in den „polytechnischen Mittheilungen von Volz und Karmarsch" 1. Band, 1844, von Merz beschriebenen und abgebildeten Taschengreifzirkel und besteht aus zwei mit einer großen eingetheilten Messingscheibe (wie bei den gewöhnlichen Zirkeln) verbundenen Beinen, wovon der eine an der Scheibe festgemacht ist und der andere sich um dieselbe dreht und eine Marke trägt, welche an der Eintheilung der Scheibe vorbeistreicht.

Fink, über die schwedischen Kolben. — Bei diesen jetzt immer häufiger angewendeten Kolben, deren Körper für liegende Maschinen aus Schmiedeeisen, und deren Liderungen aus 2 Ringen von feinkörnigem Eisen gefertigt werden, dreht man die äußere Peripherie so ab, daß der Mittelpunkt etwa $\frac{1}{2}$‴ über der Kolbenstangenaxe liegt, die Nuthen für die 14 bis 16‴ hohen und 6 bis $6\frac{1}{2}$‴ starken Ringe aber nach einem $\frac{1}{2}$‴ unter der Kolbenstangenaxe liegenden Mittelpunkte, so daß sie oben $6\frac{1}{2}$ bis 7‴, unten nur $6\frac{1}{2}$ bis 5‴ tief werden. Den Kolbenkörper macht man nur 2‴ kleiner, als der Cylinder weit ist; die Ringe liegen unten in der Nuth auf und stehen $1\frac{1}{2}$‴ über den Kolbenkörper vor, oben nur $\frac{1}{2}$‴. Man gießt die Letzteren in Cylindern von 4' Höhe und 7 bis 8‴ stärker als nöthig, schneidet die abgestochenen Ringe auf einer Seite um 15‴ zungenartig aus, löthet sie dann zusammen, so daß die Ueberplattung 10‴ beträgt, und dreht sie dann auf das richtige Maaß ab. Herr Fink will dagegen nur einen einzigen Liderring anwenden und den Kolbenkörper auf beiden Seiten mit ebenen Flächen abschließen.

Rittinger, über Winiwarter's Condensator. (Vorwärmer). — Es wird eine Abänderung des schon früher mitgetheilten Apparates beschrieben, wonach derselbe aus einem parallelepipedischen Kasten mit zwölf nahe über einander stehenden flachen Blechschüsseln besteht, in welchen der zu condensirende Dampf von unten, das Condensationswasser von oben eintritt, so daß der Dampf in Schlangenlinien durch ein Traufbad hindurchgehen muß. Das Condensations-Wasser tritt unten, der etwa noch nicht condensirte Dampf oben aus.

Notizen.

Heizung der Eisenbahnwagen mit Dampf. — Der französische Eisenbahningenieur Adrien Delcambre hat den Vorschlag gemacht, einen Theil des verbrauchten Dampfes der Locomotiven zur Heizung der Waggons anzuwenden, indem man einen Theil des Dampfes am Ausblaserohre auffangen und durch Röhren in flache Kästen unter den Sitzplätzen der Passagiere leiten soll. Dieses System ist auch auf der Lyoner Eisenbahn versucht worden und zwar, wie das Genie industrielle vom Juli d. J. berichtet, mit Erfolg. Zwischen je zwei Wagen ist eine elastische Kuppelung angebracht, welche sofort von Jedermann auseinandergenommen werden kann. Sie besteht aus Kautschukschläuchen mit eingelegten starken eisernen Spiralfedern. Der erste Versuch geschah am 1. Januar 1860 mit einem Zuge von 12 Wagen, auf welchen sich die aus den Ingenieurs de Fourcy, Couche und Toyot bestehende Commission befand, und der Erfolg dieser Probe sowie der späteren Versuche hat alle Befürchtungen und Zweifel gegen die Zweckmäßigkeit dieser Heizung widerlegt. Der Dampf condensirt sich in den Röhren nicht, sondern strömt am letzten Wagen (man hat deren 18 anein-

ander gehangen) aus, ebensowenig stört die Ableitung des Dampfes den Zug und die Leistung der Locomotive. Wenn ein Rohr zufällig leck wird, so ist dies mit keiner Beschwerde für die Passagiere verbunden. Da nun die Kosten der Heizung der Waggons nach der gewöhnlichen Manier sehr beträchtlich sind (auf der Bahn von Lyon ans Mittelmeer braucht man jährlich für 356 Wagen erster Klasse 75000 Francs), und da sie bei Anwendung des gebrauchten Dampfes sehr viel niedriger ausfallen, so darf die neue Heizmethode wohl der Beachtung empfohlen werden.

(Nach dem Genie industr. Nr. 139.)

Eisenbahnbrücken für Ostindien. — Auf den St. George's Eisenwerken von Ormerod, Grierson und Comp. zu Hulme ist unlängst der erste der 12 Gitterträger fertig geworden, mit denen der Fluß Jumna bei Delhi überspannt werden soll. Diese von A. M. Rendel in London construirte Eisenbahnbrücke ist wie mehrere Schweizer Brücken construirt, indem sie zugleich einen unter dem Schienenwege liegenden Fahrweg besitzt. Jeder Träger ist 216' lang mit 205' lichter Spannweite zwischen den Pfeilern, von denen 11 vorhanden sind, so daß die ganze Länge der Brücke über eine halbe englische Meile beträgt. Man stellte mit dem ersten Brückenjoche eine Probe an, indem man dasselbe mit 450 Tons Roheisen belastete, und erhielt dabei die erwarteten Einbiegungen, wonach erst eine Belastung von 2500 bis 3000 Tons den Bruch herbeizuführen im Stande sein würde. — Eine andere große Eisenbahnbrücke wird bei Calcutta über den Hooghly hergestellt. Sie ist von Turnbull entworfen, bekommt fünf mit ganzen und zwei mit halben Hängebrücken überspannte Jöcher und ist eine halbe Meile lang. Die ganzen Hängebrücken haben 400, die halben 200' Spannweite. den Hängestäben ist 14' Raum für die Eisenbahnbr darüber eine 20' breite Fußgänger- und Fahrbrück unterste Theil der Construction liegt 25' über dem spiegel, so daß Flußdampfboote ungehindert passiren

(The Artizan, Nr. 235

Versuche mit der Dampfmaschine der C nati Wasserwerke. — Eine zur Prüfung der Vor Oberflächencondensators von Benjamin Crawfor setzte Commission hat mit den Wasserhaltungsdampfm der genannten Wasserwerke vergleichende Versuche i Brennmaterialverbrauch bei Anwendung oder Nichtan dieses Condensators angestellt, worüber wir dem S American vom 26. Juli d. J. Folgendes entlehn 90 Pfund Dampfspannung im Kessel und $^3/_8$ Füllung linder gab 1 Pfund Kohle ohne Condensation am 21. November 1861 eine Leistung von 350623,38 f den, mit Condensation 354652,30 Fußpfunde. N wickelung der Cylinder und Dampfrohre an der C Filz, Einbringen von Heizröhren in den hinteren T Kesselofens und Vorrichtung eines Registers an der zielte man am 10. und 11. Januar d. J. mit Füllung und Dampfspannung ohne Condensator 40 mit Condensator 352880,57 Fußpfund Leistung pr Kohle, am 12. Januar mit Condensator, $^3/_8$ Füll 90 Pfund Druck 358383,95, am 13. Januar mit sator, $^3/_8$ Füllung und 80 Pfund Druck 326231,27 u. s. w. Der Uebersicht wegen fassen wir diese u mehrere andere Versuche in nachstehendem Täfelchen z

Datum	Füllungsverhältniß	Kesseldruck in Pfunden	Leistung pro 1 Pfd. Kohle in Fußpfd.	Condensation mit	Condensation ohne	Bemerkungen.
20. November 1861	$^3/_8$	90	350623,38	—	ohne	ohne Einhüllung und Heizröhren
21. „ „	$^3/_8$	90	354652,30	mit	—	
10. Januar 1862	$^3/_8$	90	352880,57	mit	—	mit Einhüllung und Heizröhren
11. „ „	$^3/_8$	90	405258,09	—	ohne	
12. „ „	$^3/_8$	90	358383,95	mit	—	
13. „ „	$^3/_8$	80	326231,27	mit	—	
28. „ „	$^5/_8$	40	265685,63	mit	—	
30. „ „	$^3/_8$	115	362789,45	mit	—	
6. Februar „	$^3/_8$	90	321975,75	mit	—	mit Einhüllung ohne Heizrohre
7. „ „	$^3/_8$	110	362239,31	mit	—	
8. „ „	$^3/_8$	110	404707,68	—	ohne	

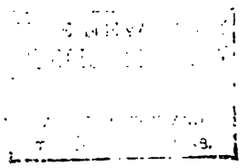
Diese Versuche ergeben, daß die Maschinen um so mehr zu leisten im Stande waren, je höher expandirt und mit je höherer Spannung gearbeitet wurde, daß aber der Oberflächencondensator keinen anderen Nutzen gewährte, als daß man reines Speisewasser erhielt. Eines Umstandes ist noch zu gedenken, nämlich der Beobachtung, daß diese Wasserhaltungsmaschinen nach dem Indicator nur ca. 3 Proc. mehr zu leisten hatten, wenn man sie um 27' höher heben ließ, ihnen also ca. 16 Proc. mehr Leistung auferlegte; hieraus geht wohl hervor, daß die gesammten Widerstände in einem sehr ungünstigen Verhältniß zur Nutzarbeit gestanden haben müssen. Ueber die Einrichtung der Maschinen (sogenannte Combination-Engines) ist Nichts angegeben.

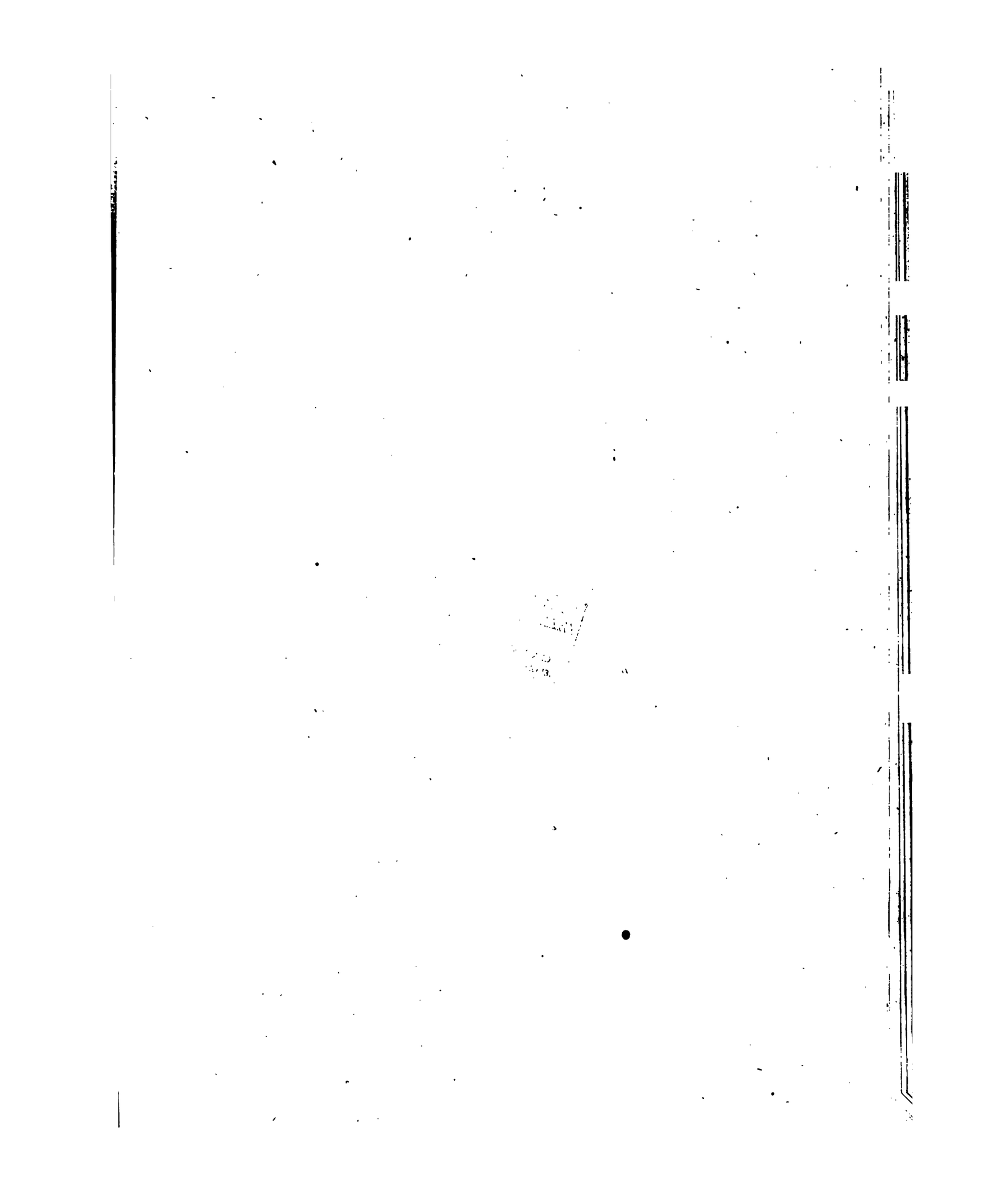
Sachsens Dampfmaschinen. — Nach der des statist. Bureaus Nr. 9 und 10 auf 1862 besta Königr. Sachsen Ende 1861 1003 stehende Dampfm mit 15633 Pfkr. und 1300 Kesseln mit 376050 □' H 18 Locomobilen mit 119 Pfkr. und 1900 □' H 10 Schiffsmaschinen mit 397 Pfkr. und 7565 □' Hei lich 203 Locomotiven mit 30267 Pfkr. und 181602 □ Hierüber 7—800 Dampfkessel zu landwirthschaftlichen mit 50000 □' Heizfläche. Gegen das Jahr 1856 ist der stehenden Maschinen um 453 und ihre Leistu 8501 Pferde, die Zahl der Locomotiven um 56 g Die gesammte Dampfkraft Sachsens beträgt ca. 46500 kräfte.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.





THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

HE NEW
PUBLIC LIB
ASTOR, LENOX
TILDEN FOU

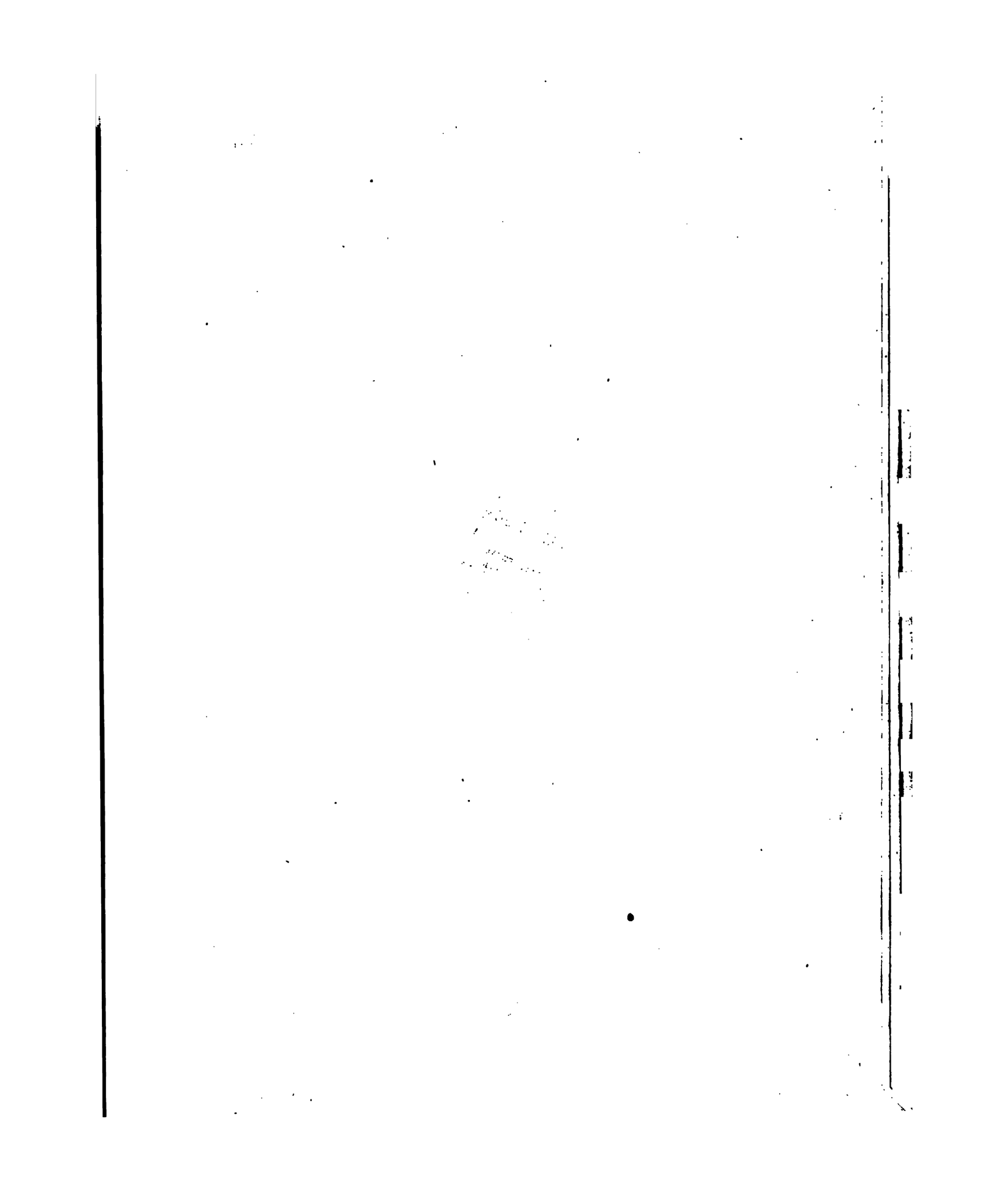
THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.



THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND TILDEN FOUNDATIONS

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

Winkler, continuirliche Brückenträger.

Fig. a.

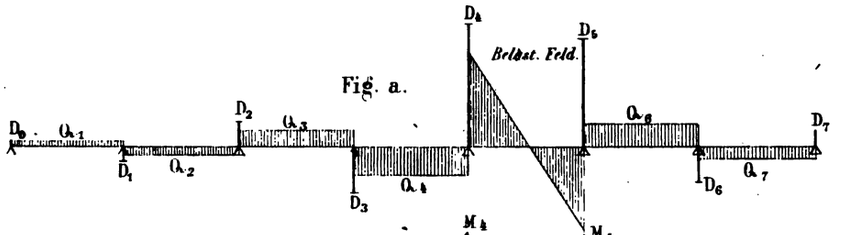


Fig. b

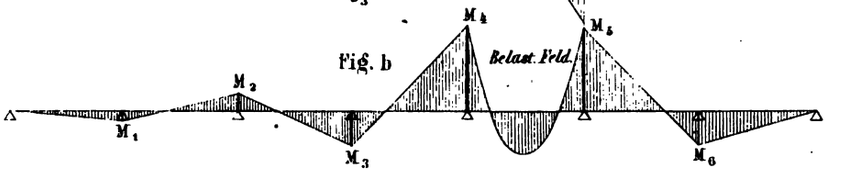


Fig. c.

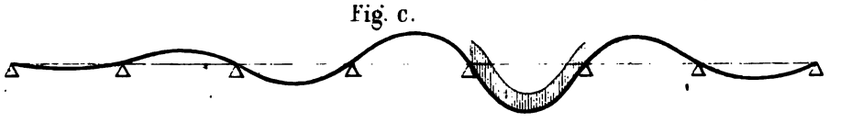


Fig. d.

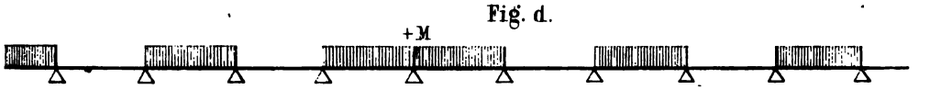


Fig. e.

Fig. f.

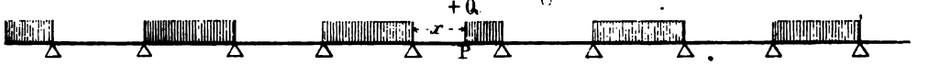


Fig. g.

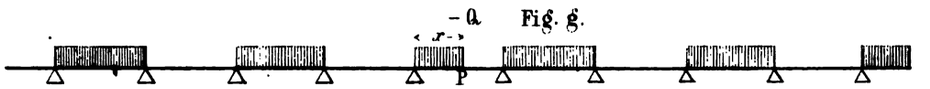


Fig. h.

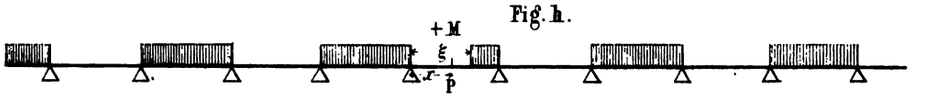


Fig. i.

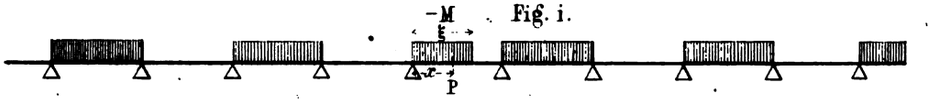


Fig. k.

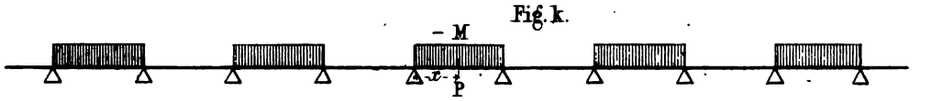
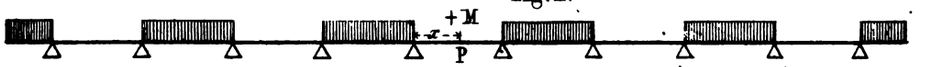
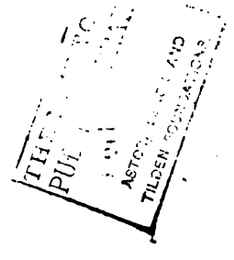


Fig. l.



THE NEW YORK
PUBLIC [illegible]
ASTOR, [illegible]
TILDEN FOUNDATIONS.



THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW
PUBLIC
ASTO
TILDE

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LEN
TILDEN F

THE N.Y.
PUB.
ASTOR
TILDEN
AND
FOUNDATIONS.

ander gehangen) aus, ebensowenig stört die Ableitung des Dampfes den Zug und die Leistung der Locomotive. Wenn ein Rohr zufällig leck wird, so ist dies mit keiner Beschwerde für die Passagiere verbunden. Da nun die Kosten der Heizung der Waggons nach der gewöhnlichen Manier sehr beträchtlich sind (auf der Bahn von Lyon ans Mittelmeer braucht man jährlich für 356 Wagen erster Klasse 75000 Francs), und da sie bei Anwendung des gebrauchten Dampfes sehr viel niedriger ausfallen, so darf die neue Heizmethode wohl der Beachtung empfohlen werden.

(Nach dem Genie industr. Nr. 139.)

Eisenbahnbrücken für Ostindien. — Auf den St. George's Eisenwerken von Ormerod, Grierson und Comp. zu Hulme ist unlängst der erste der 12 Gitterträger fertig geworden, mit denen der Fluß Jumna bei Delhi überspannt werden soll. Diese von A. M. Rendel in London construirte Eisenbahnbrücke ist wie mehrere Schweizer Brücken construirt, indem sie zugleich einen unter dem Schienenwege liegenden Fahrweg besitzt. Jeder Träger ist 216' lang mit 205' lichter Spannweite zwischen den Pfeilern, von denen 11 vorhanden sind, so daß die ganze Länge der Brücke über eine halbe englische Meile beträgt. Man stellte mit dem ersten Brückenjoche eine Probe an, indem man dasselbe mit 450 Tons Roheisen belastete, und erhielt dabei die erwarteten Einbiegungen, wonach erst eine Belastung von 2500 bis 3000 Tons den Bruch herbeizuführen im Stande sein würde. — Eine andere große Eisenbahnbrücke wird bei Calcutta über den Hooghly hergestellt. Sie ist von Turnbull entworfen, bekommt fünf mit ganzen und zwei mit halben Hängebrücken überspannte Jöcher und ist eine halbe Meile lang. Die ganzen Hängebrücken haben 400, die halben 200' Spannweite. Zwischen den Hängestäben ist 14' Raum für die Eisenbahnbrücke und darüber eine 20' breite Fußgänger- und Fahrbrücke. Der unterste Theil der Construction liegt 25' über dem Wasserspiegel, so daß Flußdampfboote ungehindert passiren können.

(The Artizan, Nr. 235 u. 238.)

Versuche mit der Dampfmaschine der Cincinnati Wasserwerke. — Eine zur Prüfung der Vortheile des Oberflächencondensators von Benjamin Crawford eingesetzte Commission hat mit den Wasserhaltungsdampfmaschinen der genannten Wasserwerke vergleichende Versuche über den Brennmaterialverbrauch bei Anwendung oder Nichtanwendung dieses Condensators angestellt, worüber wir dem Scientific American vom 26. Juli d. J. Folgendes entlehnen. Bei 90 Pfund Dampfspannung im Kessel und $^3/_8$ Füllung im Cylinder gab 1 Pfund Kohle ohne Condensation am 20. und 21. November 1861 eine Leistung von 350623,38 Fußpfunden, mit Condensation 354652,30 Fußpfunde. Nach Umwickelung der Cylinder und Dampfrohre an der Seite mit Filz, Einbringen von Heizröhren in den hinteren Theil des Kesselofens und Vorrichtung eines Registers an der Esse erzielte man am 10. und 11. Januar d. J. mit derselben Füllung und Dampfspannung ohne Condensator 405258,09, mit Condensator 352880,57 Fußpfund Leistung pro Pfund Kohle, am 12. Januar mit Condensator, $^3/_8$ Füllung und 90 Pfund Druck 358383,95, am 13. Januar mit Condensator, $^3/_8$ Füllung und 80 Pfund Druck 326231,27 Fußpfd. u. s. w. Der Uebersicht wegen fassen wir diese und noch mehrere andere Versuche in nachstehendem Täfelchen zusammen.

Datum	Füllungsverhältniß	Kesseldruck in Pfunden	Leistung pro 1 Pfd. Kohle in Fußpfd.	Condensation mit	Condensation ohne	Bemerkungen.
20. November 1861	$^3/_8$	90	350623,38	—	ohne	ohne Einhüllung und Heizröhren
21. „ „	$^3/_8$	90	354652,30	mit	—	
10. Januar 1862	$^3/_8$	90	352880,57	mit	—	mit Einhüllung und Heizröhren
11. „ „	$^3/_8$	90	405258,09	—	ohne	
12. „ „	$^3/_8$	90	358383,95	mit	—	
13. „ „	$^3/_8$	80	326231,27	mit	—	
28. „ „	$^5/_8$	40	265685,63	mit	—	
30. „ „	$^3/_8$	115	362789,45	mit	—	
6. Februar „	$^3/_8$	90	321975,75	mit	—	mit Einhüllung ohne Heizrohre
7. „ „	$^3/_8$	110	362239,31	mit	—	
8. „ „	$^3/_8$	110	404707,68	—	ohne	

Diese Versuche ergeben, daß die Maschinen um so mehr zu leisten im Stande waren, je höher expandirt und mit je höherer Spannung gearbeitet wurde, daß aber der Oberflächencondensator keinen anderen Nutzen gewährte, als daß man reines Speisewasser erhielt. Eines Umstandes ist noch zu gedenken, nämlich der Beobachtung, daß diese Wasserhaltungsmaschinen nach dem Indicator nur ca. 3 Proc. mehr zu leisten hatten, wenn man sie um 27' höher heben ließ, ihnen also ca. 16 Proc. mehr Leistung auferlegte; hieraus geht wohl hervor, daß die gesammten Widerstände in einem sehr ungünstigen Verhältniß zur Nutzarbeit gestanden haben müssen. Ueber die Einrichtung der Maschinen (sogenannte Combination-Engines) ist Nichts angegeben.

Sachsens Dampfmaschinen. — Nach der Zeitschr. des statist. Bureaus Nr. 9 und 10 auf 1862 bestanden im Königr. Sachsen Ende 1861 1003 stehende Dampfmaschinen mit 15633 Pfkr. und 1300 Kesseln mit 376050 □' Heizfläche, 18 Locomobilen mit 119 Pfkr. und 1900 □' Heizfläche, 10 Schiffsmaschinen mit 397 Pfkr. und 7565 □' Heizfl., endlich 203 Locomotiven mit 30267 Pfkr. und 181602 □' Heizfl. Hierüber 7—800 Dampfkessel zu landwirthschaftlichen Zwecken mit 50000 □' Heizfläche. Gegen das Jahr 1856 ist die Zahl der stehenden Maschinen um 453 und ihre Leistungen um 8501 Pferde, die Zahl der Locomotiven um 56 gewachsen. Die gesammte Dampfkraft Sachsens beträgt ca. 46500 Pferdekräfte.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

ander gehangen) aus, ebensowenig stört die Ableitung des Dampfes den Zug und die Leistung der Locomotive. Wenn ein Rohr zufällig leck wird, so ist dies mit keiner Beschwerde für die Passagiere verbunden. Da nun die Kosten der Heizung der Waggons nach der gewöhnlichen Manier sehr beträchtlich sind (auf der Bahn von Lyon ans Mittelmeer braucht man jährlich für 356 Wagen erster Klasse 75000 Francs), und da sie bei Anwendung des gebrauchten Dampfes sehr viel niedriger ausfallen, so darf die neue Heizmethode wohl der Beachtung empfohlen werden.

(Nach dem Genie industr. Nr. 139.)

Eisenbahnbrücken für Ostindien. — Auf den St. George's Eisenwerken von Ormerod, Grierson und Comp. zu Hulme ist unlängst der erste der 12 Gitterträger fertig geworden, mit denen der Fluß Jumna bei Delhi überspannt werden soll. Diese von A. M. Rendel in London construirte Eisenbahnbrücke ist wie mehrere Schweizer Brücken construirt, indem sie zugleich einen unter dem Schienenwege liegenden Fahrweg besitzt. Jeder Träger ist 216' lang mit 205' lichter Spannweite zwischen den Pfeilern, von denen 11 vorhanden sind, so daß die ganze Länge der Brücke über eine halbe englische Meile beträgt. Man stellte mit dem ersten Brückenjoche eine Probe an, indem man dasselbe mit 450 Tons Roheisen belastete, und erhielt dabei die erwarteten Einbiegungen, wonach erst eine Belastung von 2500 bis 3000 Tons den Bruch herbeizuführen im Stande sein würde. — Eine andere große Eisenbahnbrücke wird bei Calcutta über den Hooghly hergestellt. Sie ist von Turnbull entworfen, bekommt fünf mit ganzen und zwei mit halben Hängebrücken überspannte Jöcher und ist eine halbe Meile lang. Die ganzen Hängebrücken haben 400, die halben 200' Spannweite. Zwischen den Hängestäben ist 14' Raum für die Eisenbahnbrücke und darüber eine 20' breite Fußgänger- und Fahrbrücke. Der unterste Theil der Construction liegt 25' über dem Wasserspiegel, so daß Flußdampfboote ungehindert passiren können.

(The Artizan, Nr. 235 u. 238.)

Versuche mit der Dampfmaschine der Cincinnati Wasserwerke. — Eine zur Prüfung der Vortheile des Oberflächencondensators von Benjamin Crawford eingesetzte Commission hat mit den Wasserhaltungsdampfmaschinen der genannten Wasserwerke vergleichende Versuche über den Brennmaterialverbrauch bei Anwendung oder Nichtanwendung dieses Condensators angestellt, worüber wir dem Scientific American vom 26. Juli d. J. Folgendes entlehnen. Bei 90 Pfund Dampfspannung im Kessel und $^3/_8$ Füllung im Cylinder gab 1 Pfund Kohle ohne Condensation am 20. und 21. November 1861 eine Leistung von 350623,38 Fußpfunden, mit Condensation 354652,30 Fußpfunde. Nach Umwickelung der Cylinder und Dampfrohre an der Seite mit Filz, Einbringen von Heizröhren in den hinteren Theil des Kesselofens und Vorrichtung eines Registers an der Esse erzielte man am 10. und 11. Januar d. J. mit derselben Füllung und Dampfspannung ohne Condensator 405258,09, mit Condensator 352880,57 Fußpfund Leistung pro Pfund Kohle, am 12. Januar mit Condensator, $^3/_8$ Füllung und 90 Pfund Druck 358383,95, am 13. Januar mit Condensator, $^3/_8$ Füllung und 80 Pfund Druck 326231,27 Fußpfd. u. s. w. Der Uebersicht wegen fassen wir diese und noch mehrere andere Versuche in nachstehendem Täfelchen zusammen.

Datum	Füllungsverhältniß	Kesseldruck in Pfunden	Leistung pro 1 Pfd. Kohle in Fußpfd.	Condensation mit	Condensation ohne	Bemerkungen.
20. November 1861	$^3/_8$	90	350623,38	—	ohne	ohne Einhüllung und Heizröhren
21. „ „	$^3/_8$	90	354652,30	mit	—	
10. Januar 1862	$^3/_8$	90	352880,57	mit	—	mit Einhüllung und Heizröhren
11. „ „	$^3/_8$	90	405258,09	—	ohne	
12. „ „	$^3/_8$	90	358383,95	mit	—	
13. „ „	$^3/_8$	80	326231,27	mit	—	
28. „ „	$^5/_8$	40	265685,63	mit	—	
30. „ „	$^3/_8$	115	362789,45	mit	—	
6. Februar „	$^3/_8$	90	321975,75	mit	—	mit Einhüllung ohne Heizrohre
7. „ „	$^3/_8$	110	362239,31	mit	—	
8. „ „	$^3/_8$	110	404707,68	—	ohne	

Diese Versuche ergeben, daß die Maschinen um so mehr zu leisten im Stande waren, je höher expandirt und mit je höherer Spannung gearbeitet wurde, daß aber der Oberflächencondensator keinen anderen Nutzen gewährte, als daß man reines Speisewasser erhielt. Eines Umstandes ist noch zu gedenken, nämlich der Beobachtung, daß diese Wasserhaltungsmaschinen nach dem Indicator nur ca. 3 Proc. mehr zu leisten hatten, wenn man sie um 27' höher heben ließ, ihnen also ca. 16 Proc. mehr Leistung auferlegte; hieraus geht wohl hervor, daß die gesammten Widerstände in einem sehr ungünstigen Verhältniß zur Nutzarbeit gestanden haben müssen. Ueber die Einrichtung der Maschinen (sogenannte Combination-Engines) ist Nichts angegeben.

Sachsens Dampfmaschinen. — Nach der Zeitschr. des statist. Bureaus Nr. 9 und 10 auf 1862 bestanden im Königr. Sachsen Ende 1861 1003 stehende Dampfmaschinen mit 15633 Pfkr. und 1300 Kesseln mit 376050 □' Heizfläche, 18 Locomobilen mit 119 Pfkr. und 1900 □' Heizfläche, 10 Schiffsmaschinen mit 397 Pfkr. und 7565 □' Heizfl., endlich 203 Locomotiven mit 30267 Pfkr. und 181602 □' Heizfl. Hierüber 7—800 Dampfkessel zu landwirthschaftlichen Zwecken mit 50000 □' Heizfläche. Gegen das Jahr 1856 ist die Zahl der stehenden Maschinen um 453 und ihre Leistungen um 8501 Pferde, die Zahl der Locomotiven um 56 gewachsen. Die gesammte Dampfkraft Sachsens beträgt ca. 46500 Pferdekräfte.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

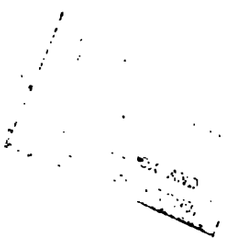
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

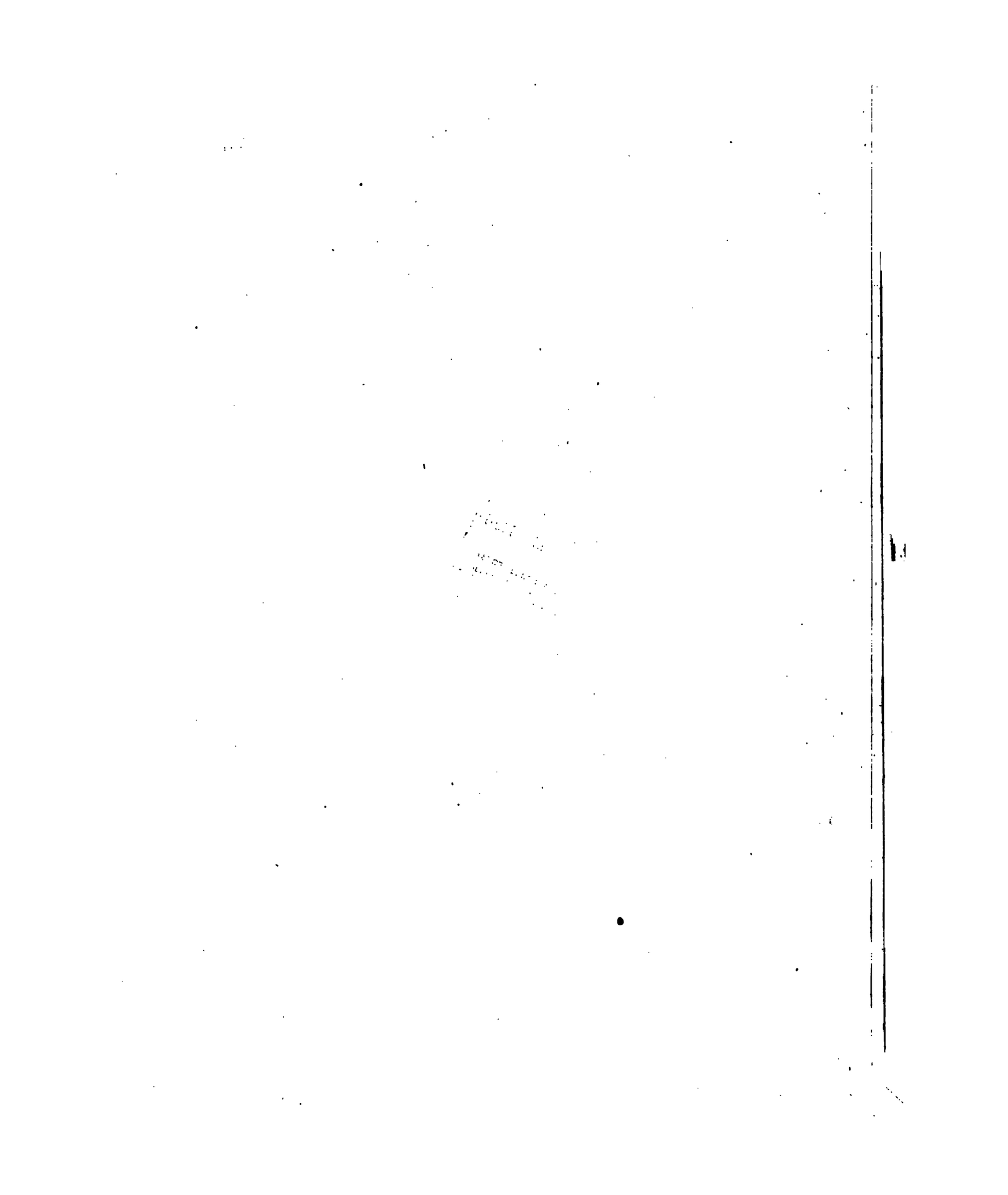
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.



THE
PUBLIC
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.



THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

Winkler, continuirliche Brückenträger.

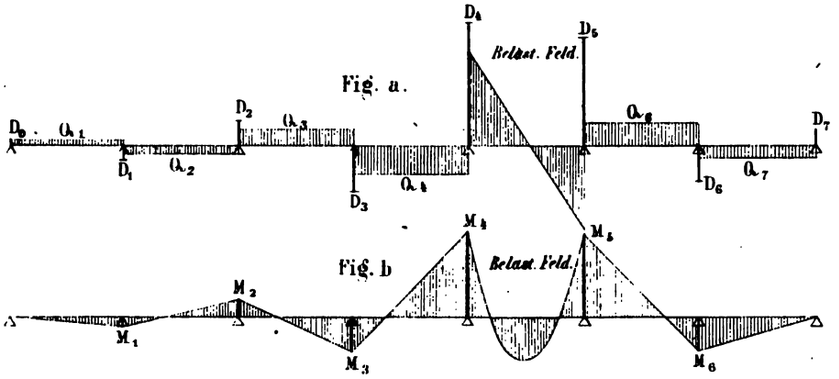


Fig. c.

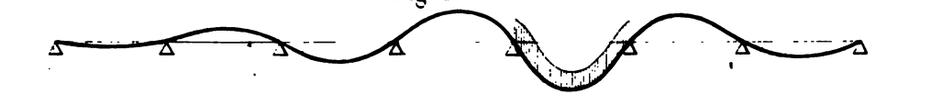


Fig. d.

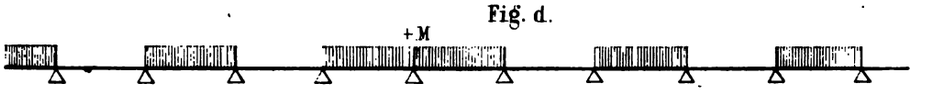


Fig. e.

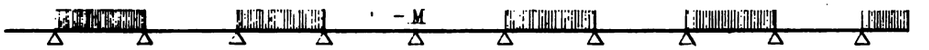


Fig. f.

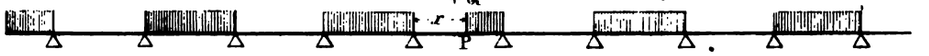


Fig. g.

Fig. h.

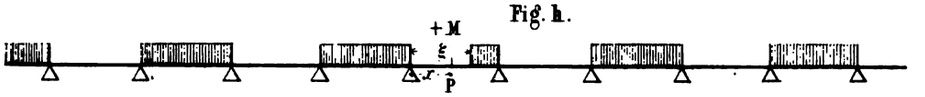


Fig. i.

Fig. k.

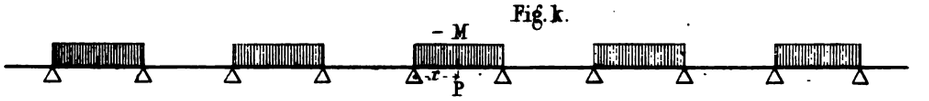
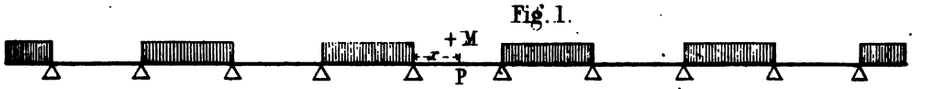
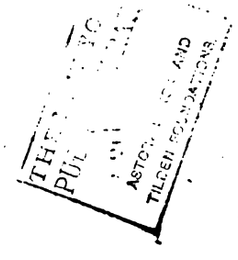


Fig. l.



THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

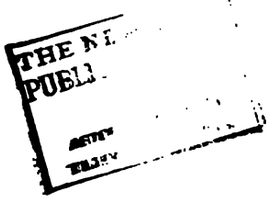

ASTORIA
TILGER FOUNDATIONS

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

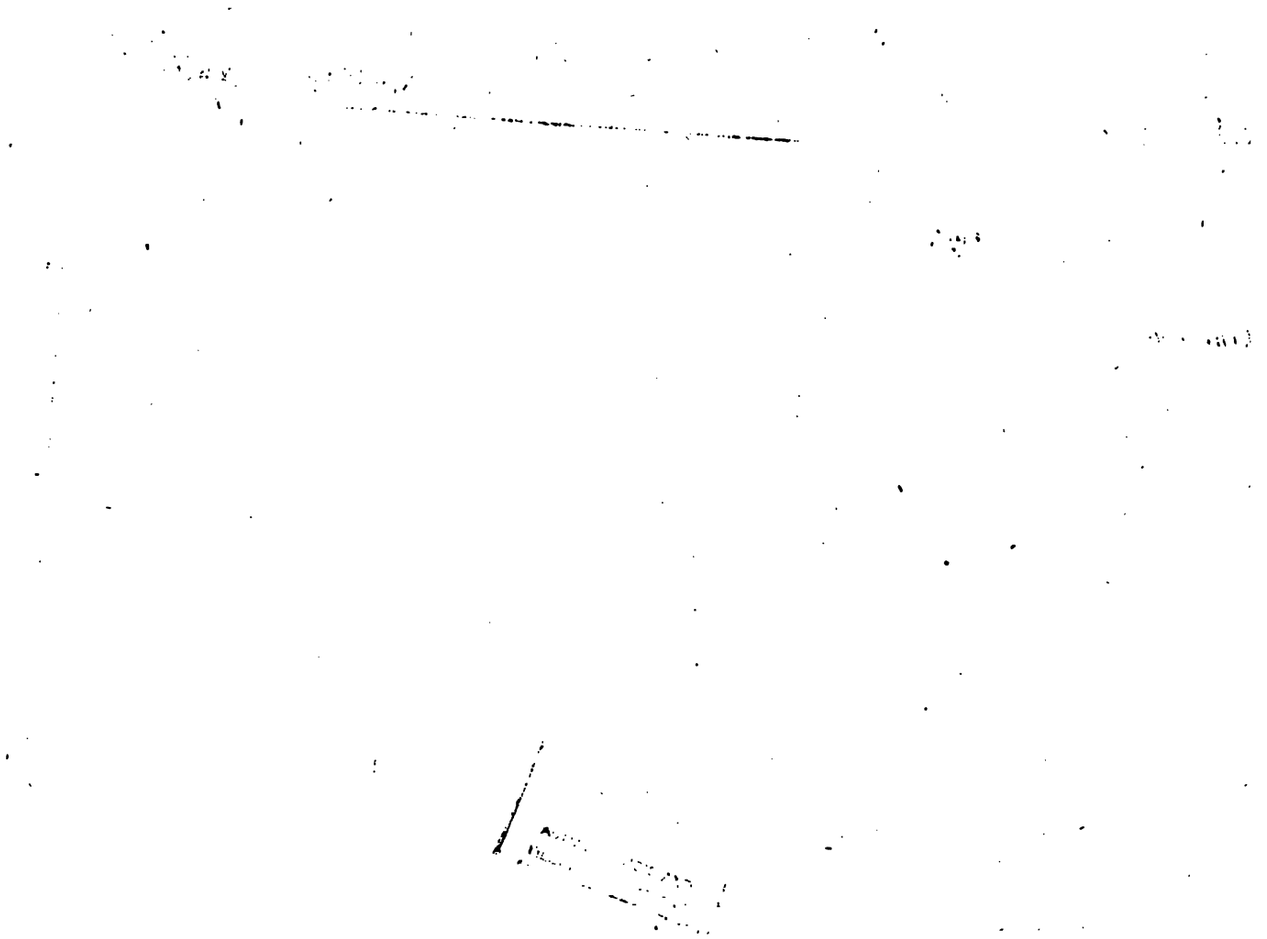
THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

THE NE
PUBL
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.


THE N
PUBL

THE N
PUI
ASTO
TILDEN



THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND TILDEN FOUNDATIONS.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS.